

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Hydraulický pohon válečkového dopravníku

Hydraulic Drive of the Roller Conveyor

Student:

Bc. Jan Liberda

Vedoucí diplomové práce

Ing. Daniel Himr Ph.D.

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jan Liberda**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 16 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: **Hydraulický pohon válečkového dopravníku**
Hydraulic Drive of the Roller Conveyor

Zásady pro vypracování:

1. Popište stávající problematiku pohonu posuvu válečkového dopravníku. Uveďte skladbu a popis funkce hydraulického obvodu pohonu.
2. Sestavte simulační model hydraulického obvodu pohonu v programu Matlab – SimHydraulics.
3. Numericky simulujte dynamické vlastnosti obvodu v programu Matlab – SimHydraulics.
4. Porovnejte data numerického modelu s naměřenými daty.
5. Navrhnete úpravu hydraulického obvodu pohonu posuvu dopravníku dle požadavků zadavatele.

Seznam doporučené odborné literatury:

- BEATER, P. *Entwurf hydraulischer Maschinen: Modellbildung, Stabilitätsanalyse und Simulation hydrostatischer Antriebe und Steuerungen*. Berlin: Springer, 1999, 259 p. ISBN 3-540-65444-5.
- KOZUBKOVÁ, M. *Simulace a modelování hydraulických systémů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2009. 128 s. < <http://www.338.vsb.cz/PDF/Simulace2009.pdf> >.
- WILL, D.; GEBHARDT, N. *Hydraulik Grundlagen, Komponenten, Schaltungen*. Berlin: Springer, 2008, 4. vyd., 450 s. ISBN 978-3-540-79534-6.
- THE MATH WORKS, Inc., 3 Apple Hill Drive Natick, MA 01760-2098, USA. *SimHydraulics For Use with Simulink*.
- EXNER, H., FREITAG, R., et al. *Der Hydraulik Trainer Band 1, Grundlagen und Komponenten der Fluidtechnik Hydraulik*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth GmbH, 1991. ISBN 3-8023-0619-8.
- DÖRR, H., EWALD, R., et al. *Der Hydraulik Trainer Band 2, Proportional- und Servoventil- Technik*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth GmbH, 1986. ISBN 3-8023-0898-0.
- BUREČEK, A. *Optimalizace proporcionálního řízení soustavy pro odebírání forem*. Diplomová práce. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2010, 73 s.
- PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy, díl 2. Řídicí prvky hydrostatických systémů. Příslušenství hydraulických obvodů*. Ostrava: VŠB TU Ostrava, 2008, 2. vyd., 140 s. ISBN 978-80-248-1827-6.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Daniel Himr, Ph.D.**

Konzultant diplomové práce: Ing. Libor Misiarz

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 20.5.2013

Jan Liberda

Bc. Jan Liberda

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 - školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledky její obhajoby.

V Ostravě: 10.5. 2013



podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Jan Liberda

Adresa trvalého pobytu autora práce:

č.p. 1197 Bystřice 73995

Poděkování

Rád bych poděkoval všem, kteří mi s mojí prací pomáhali, zejména Ing. Liboru Misiarzovi a mému vedoucímu Danielu Himrovi Ph.D. za odborné vedení mé práce.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Liberda J. *Hydraulický pohon válečkového dopravníku: diplomová práce*. Ostrava: Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, Fakulta strojní, VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2013, 84 s. Vedoucí práce: Himr, D.

Diplomová práce se zabývá dynamikou hydraulického obvodu pohonu válečkového dopravníku. Popisuje činnost válcovny a hydraulického obvodu. V navazující kapitole je popsána proporcionální technika. Dále je popsáno měřicí zařízení a vlastní měření. Následující část se zabývá změřením přechodové charakteristiky a jejím vyhodnocením. Pomocí výsledků měření je sestaven model v programu Matlab – Simhydraulics. V závěru je navržené řešení pro řízení polohy přímočarého hydromotoru a pro toto optimalizované řešení byl vytvořený nový model hydraulického obvodu.

ANNOTATION OF THESIS

Liberda J. *Hydraulic drive roller conveyor: Diploma Thesis*. Ostrava: Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, Faculty of Mechanical Engineering, VŠB - Technical University of Ostrava, 2013, 84 p. Thesis head: Himr, D.

This thesis deals with the dynamics of the hydraulic circuit drive roller conveyor. Describes the action rolling and the hydraulic circuit. In the following chapter describes the proportional technology. The following describes the measuring device and measuring. Another part deals with measuring of the time-response characteristic. Using the measurement results is constructed a mathematical model in Matlab - SimHydraulics. In last section I realized control of positions linear hydraulic motor and for this optimized solution a new model of the hydraulic circuit has been compiled.

Obsah

Úvod.....	12
1 Válcovna drátu.....	13
1.1 Válečkový dopravník - termovalník.....	15
1.2 Popis příčného pohonu válečkového dopravníku - výhybky	16
2 Proporcionální technika.....	17
2.1 Rozdělení proporcionální hydrauliky.....	18
2.1.1 Proporcionální elektromagnety	19
2.1.2 Zesilovače.....	22
2.1.3 Proporcionální rozváděče	23
3 Hydraulické schéma pojezdu výhybky.....	28
3.1 Měření tlaku	31
3.1.1 Měřicí přístroj.....	31
3.1.2 Senzor tlaku.....	32
3.2 Diagnostika hydrauliky pojezdu výhybky	33
3.3 Vyhodnocení měření	34
3.4 Vyhodnocení přechodové charakteristiky.....	36
3.5 Vlastní frekvence	43
4 Simulace hydraulického obvodu	47
4.1 Matlab – Simulink.....	47
4.2 Simscape, SimHydraulics	47
5 Simulační model v SimHydraulics.....	48
5.1 Subsystem s názvem Čerpadlo.....	50
5.2 Subsystem Potrubí 1.....	51
5.3 Subsystem Rozváděč.....	52
5.4 Subsystem Potrubí 2.....	54
5.5 Hydromotor HM.....	57
5.6 Subsystem Zátěž.....	57

5.7	Subsystem Signál	58
5.8	Subsystem Měření	59
5.9	Subsystem Tlak	60
6	Simulace dynamických vlastností	61
7	Porovnání skutečných a modelových dat	62
8	Návrh obvodu s proporcionálním rozváděčem.....	66
8.1	Volba rozváděče varianta 1	66
8.1.1	Model s proporcionálním rozváděčem	70
8.2	Volba rozváděče varianta 2	74
9	Závěr	78
10	Seznam použité literatury	80
11	Seznam příloh.....	81

Seznam použitých značek a symbolů

A	amplituda	[1]
a	zrychlení	[m.s ⁻²]
D	vnější průměr potrubí	[m]
d	vnitřní průměr potrubí	[m]
E	modul pružnosti	[Pa]
F	síla	[N]
f	frekvence	[Hz]
G	přenos	[1]
g	tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]
H	zdvih	[m]
h	výška	[m]
I	řídící signál	[%]
K	koefficient statického tlaku	[m.Pa ⁻¹]
k	tuhost	[N.m ⁻¹]
l	délka	[m]
m	hmotnost	[kg]
n	otáčky	[s ⁻¹]
p	tlak	[Pa]
Δp	tlakový spád	[Pa]
r	poloměr	[m]
Q	průtok	[m ³ .s ⁻¹]
S	plocha	[m ²]
s	dráha	[m]
T	perioda	[s]
t	čas	[s]
U	akční veličina	[1]
u	akční veličina	[1]
V	objem	[m ³]

v	rychlost	$[\text{m.s}^{-1}]$
Y	vstupní veličina	$[1]$
y	vstupní veličina	$[1]$
ν	kinematická viskozita	$[\text{m}^2.\text{s}^{-1}]$
ν	Poissonovo číslo	$[1]$
ξ	součinitel poměrného tlumení	$[1]$
ξ	koefficient válivého tření	$[1]$
ω	úhlová rychlost	$[\text{s}^{-1}]$

Úvod

Válcovna drátu, jako každý výrobní faktor, se skládá z dílčích na sebe závislých subsystémů a systémů, které tvoří kompaktní celek jménem Kontidráťová trať VD. Vyznačuje se vysokoproduktivními stroji náchylnými jak k morálnímu, tak fyzickému stárnutí. Prvky, ale také celé systémy v průběhu času procházejí mezními stavy, které se vyznačují špatnou schopností plnit požadované funkce s předepsanými parametry. Tyto aspekty se musí řešit, jak v logistické rovině, tak v běžné provozní údržbě.

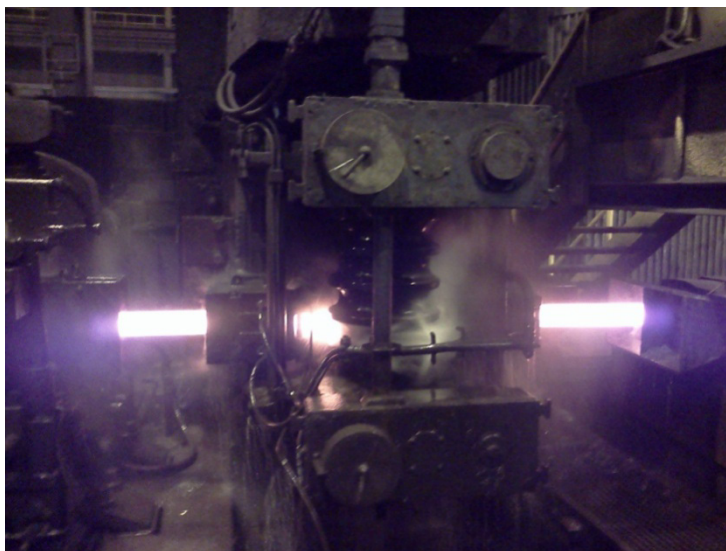
Nároky a požadavky zákazníků dávají vzniknout novým technologickým standardům pro stále kvalitnější výrobky podepřené auditorskými certifikáty v požadovaných tolerančních polích a uvedených v příslušných normách. Toto vede na větší nároky pro dodržení výsledných technických parametrů produktů výrobními faktory.

Na válcovně D to není jiné, veškeré nedostatky a požadavky na zkvalitnění výroby a výrobků, ale také mezní stavy příslušných systémů se řeší průběžně. Jednou takto vzniklou problematikou se zabývá tato diplomová práce. Jedná se o příčný pohyb válečkového dopravníku, kdy řízení příčné polohy vyžaduje větší polohovou přesnost s časovou závislostí. Stávající systém provádí přímočarý pohyb jednoduchým dvoustupňovým třípolohovým rozváděčem do koncových poloh hydromotoru. Toto se jeví jako nevýhodné s ohledem na požadovanou korekci polohy, který sochor vyžaduje průchodem valníku.

Diplomová práce řeší problematiku mezního stavu systému vzniklou většími nároky na konečný válcovaný produkt. Pomoci počítačového modelování a simulace reálného systému můžeme vytvořit model s fyzikálními vlastnostmi reálného systému, ve kterém můžeme experimentálně testovat, vyhodnocovat případné dynamické změny a to bez rizika havárie systému. Tyto dynamické děje v hydraulickém systému popisuje obor Dynamika tekutinových mechanismů, který umožňuje popis a simulaci různých stavů hydraulických systémů za pomoci výpočetní techniky a matematických rovnic. Je nedílnou součástí moderního přístupu k navrhování strojních systémů. Po úspěšném vytvoření modelu a fiktivním provozu systému s potřebnými modifikacemi lze aplikovat změny do reálného systému s očekávaným průběhem.

1 Válcovna drátu

Kontidrátová válcovna čeká na svou rekonstrukci, ale ani tak nepatří do starého železa. Současná produkce válcovaného materiálu činí ročně cca 820 kt a ani kvalitou nezaostává za konkurencí. Výrobní proces je řízen automatizovaným systémem. Sochory potřebné pro válcování drátu se průchodem krokovou pecí ohřejí na potřebnou teplotu. Každá ocel nízkouhlíková, středně uhlíková nebo vysokouhlíková má specifické požadavky na tepelnou přípravu, proto je kroková pec vybavena několika ohřívacími zónami, které se podle druhu jakosti oceli využívají. Teplota sochory je průchodem pecí, ale i mezi válcovacími stolicemi monitorována. Po ohřevu putují sochory přes vysokotlaký ostřík vody, kde se zbaví nežádoucích povrchových okují, do přípravného čtyřstolicového jednožilového pořadí.

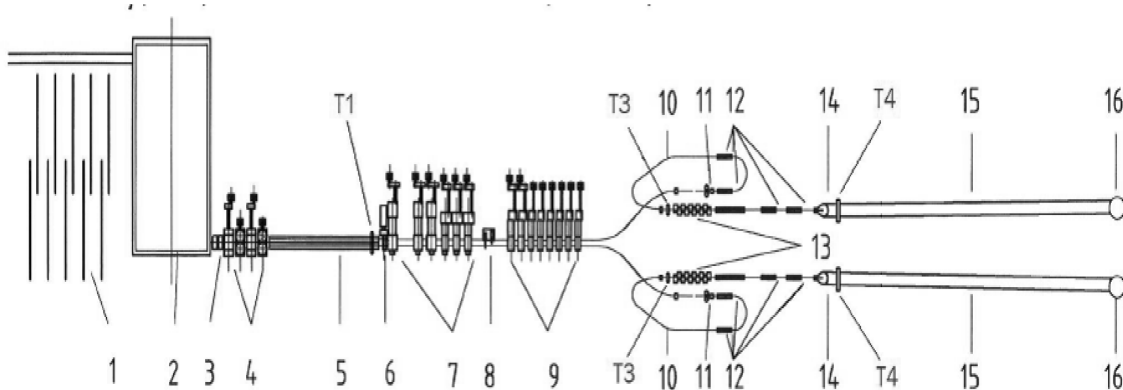


Obrázek 1.1 Předválečí pořadí

Následně sochor putuje přes termovalník, který má několik funkcí. Umožňuje sochory převádět z jedné žíly do druhé a hlavně tepelně stabilizovat vývalek.

Pohonem tohoto zařízení se zabývá tato diplomová práce. Následně je provalek válcován předválečím a středním pořadím. Průchodem smyčkou projde vývalek do dvoustolice s letmo uloženými válci. Následuje hotovní blok z něhož vychází drát v konečné podobě

hladkého drátu o průměru $5,5 \div 20$ mm s rychlostí až 105 m.s^{-1} .



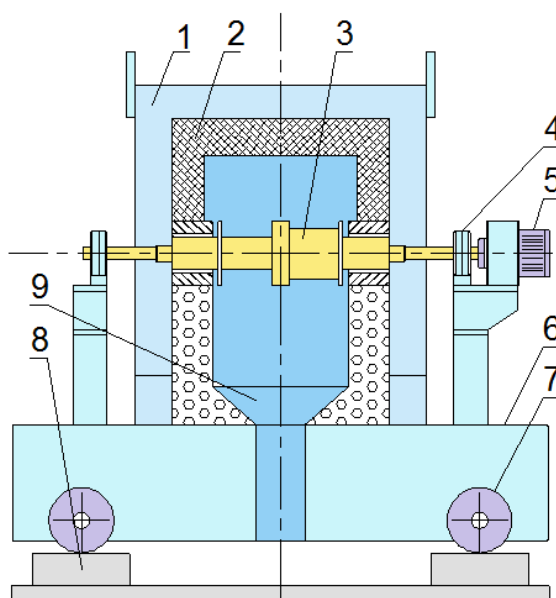
Obrázek 1.2 - Schéma kontidrátové tratě

1. nakládací rošt, 2. kroková pec, 3. ostřík okují, 4. předtrati, 5. termovalník
6. nůžky, 7. přípravné pořadí, 8. nůžky, 9. střední pořadí, 10. smyčka, 11. CL stoličky,
12. vodní skříň, 13. hotovní bloky, 14. pokladač, 15. stelmor dopravník, 16. sběrné komory

Aby kvalita drátu odpovídala stanoveným požadavkům, prochází drát tepelným zpracováním. Můžeme mluvit o dvou nezávislých systémech. První, odborným názvem vodní dráhy, disponuje čtyřmi sekcemi pro každou žílu. Druhý, jménem Stelmor dopravník, je krytovaný dopravník, který rovněž disponuje několika sekcemi. Prvním systémem putuje drát ještě v přímé podobě a je zušlechťován proudem vody, kdežto krytovaným dopravníkem je drát po průchodu navíječkou již přepravován v podobě smyček a řízené chlazení vzduchem zprostředkovávají ventilátory a krycí mechanismy. Předběžný tvar svitku drát dosáhne ve svitkové komoře a pomocí překlápěče je svitek naložen na přepravník, tj hákový dopravník. Dopravník slouží jak k přepravě, tak k dochlazení drátu. Přepravní podobu svitek dosáhne v lisu, kde je svázán čtyřmi úvazky. Lisovací tlak je přizpůsoben pro každou jakost oceli rozdílně. Některým svitkům postačí jedno lisování, jiné vyžadují opakovaný proces. Lisování se provádí ještě na hákovém dopravníku, kde rovněž proběhne zvážení a přesné označení (štítkování). Posledním zastavením háku se svitkem je vykládka kde pomocí jeřábu popřípadě kolového nakládače končí výroba drátu ve válcovně. Expedice drátu je z šedesáti procent kamionovou a zbytek kolejovou dopravou.

1.1 Válečkový dopravník - termovalník

Tepelně izolovaný válečkový dopravník je součástí základního vybavení válcovací tratě a slouží zejména k minimalizaci tepelných ztrát válcovaného sochoru. Díky zpomalenému ochlazování sochoru v termovalníku dosahujeme během tváření optimálnějšího rozložení teplotního pole po délce sochoru. Během průchodu materiálu termovalníkem dochází taktéž k rychlejšímu průběhu strukturotvorných procesů v tvářeném materiálu, než když materiál chladne samovolně na vzduchu. Propojuje a snižuje zaváděcí rychlost z přípravného čtyřstolicového pořadí do předválečího pořadí. Další výhodou je pozdržení vývalku v termovalníku při nečekaných havarijních situacích v trati po určitou dobu aniž by došlo k ochlazení vývalku pod kritickou hodnotu dané jakosti materiálu. Válcovací trať je průběžně monitorována a při výskytu problémů dochází k bezpečnostnímu spuštění havarijních nůžek, které vývalek dělí na malé kousky (zešrotují).



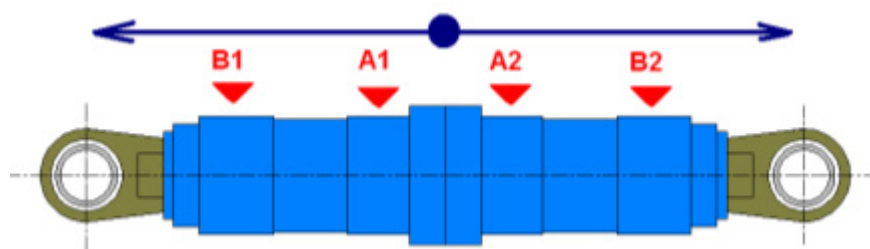
Obrázek 1.3 - Válečkový dopravník - termovalník

- 1. horní kryt valníku, 2. tepelná izolace, 3. dopravní váleček, 4. ložisková tělesa, 5. elektropohon válečku, 6. základ dopravníku, 7. pojezdová kola příčného pohybu, 8. pojezdové podložky, 9. odváděč okují*

Válečky dopravníku jsou vyrobené ze žaru a otěru odolné oceli a jsou poháněné samostatně elektromotory. Výčet funkcí termovalníku uzavírá výhybka, která zajišťuje přechod z jedné válcovací žíly do druhé. Příčný pohyb výhybky je realizován kolovou soustavou umístěnou ve třech řadách ve spodní části dopravníku a kloubem, který se nachází v přední části. Toto rozložení zprostředkovává nepatrný pohyb po kružnici.

1.2 Popis příčného pohonu válečkového dopravníku - výhybky

Pohonem výhybky je hydraulická stanice umístěná ve strojovně pod válcovací tratí. Hydraulický systém dodává tlakovou energii rovněž pro obslužné funkce válcovacích stolic přípravného pořadí a poháněč za pecí. Tlakovou energii v podobě hydraulické kapaliny vytvářejí tři hydrogenerátory od výrobce Rexroth s typovým označením A10VSO s regulací na konstantní tlak. Jedná se o pístové hydrogenerátory regulační s nakloněnou deskou. Tlakovou energii představuje těžce zápalná kapalina s označením HFD, která je rozvedena potrubím k příslušným rozváděčům. Od rozváděčů k hydromotoru výhybky je propojení provedeno potrubním rozvodem průměru 36 mm, délky 5 m, a hydraulickými hadicemi. Výhybka vykonává příčný pohyb tandemem přímočarých hydromotorů spojených svorníky ze strany pístů. Pro lepší názornost je hydromotor znázorněn na obrázku 1.3.



Obrázek 1.4 - Přímočarý hydromotor v tandemu

A1,A2 vstup pracovní kapaliny ze strany pístu do prostoru hydromotoru

B1,B2 vstup pracovní kapaliny ze strany pístnice (mezikruží) do prostoru hydromotoru

Při vyjíždění pístnic, které vykonávají pohyb rozevírací od sebe, jsou aktivované dvoustupňové rozváděče typu 4WEH, pro každý hydromotor samostatný. Příčná poloha dopravníku je snímána v koncových bodech pomocí indukčních polohových čidel a dávají zpětnou vazbu pro řídicí systém.

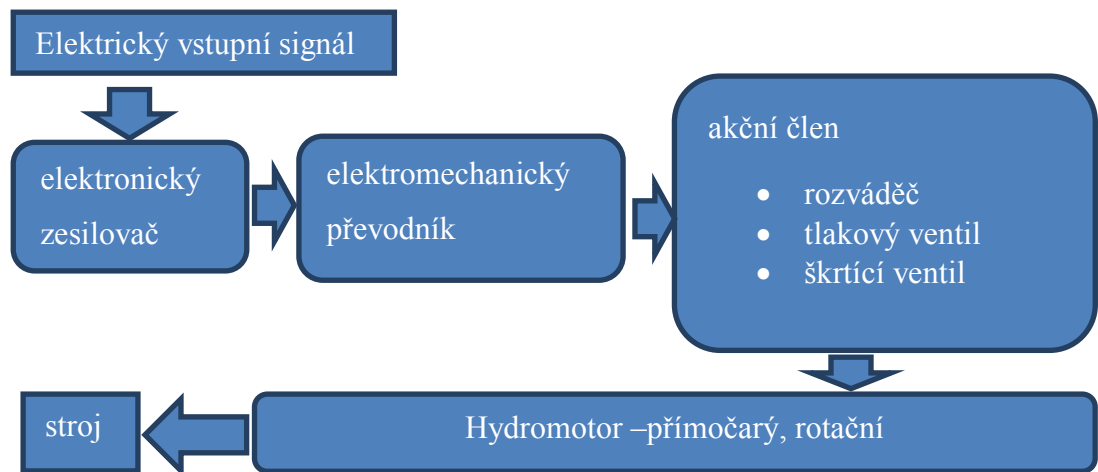
Vzhledem k zvyšování nároků na koncový válcovaný drát vzniká potřeba korekce příčné polohy valníku v průběhu průchodu sochoru. Jednou z možností korekce polohy valníku představuje modernizace hydraulického obvodu. Vhodným řízením průtoku pracovní kapaliny a senzory lze aktivně upravovat polohu valníku v návaznosti na polohu sochoru a odstranit vady vznikající na sochorech vlivem otěru o vodící kužele valníku. Korekcí polohy valníku se podélný přímý tvar sochoru přizpůsobí tvarem manipulaci valníku. Umožňuje to tvárnost za tepla v kombinaci s hmotností sochoru.

Nejvhodnější alternativou je použití proporcionální techniky, která umožňuje problematiku tohoto charakteru řešit s požadovanou přesností a rychlostí.

2 Proporcionální technika

Rozvoj elektroniky umožnil vývoj proporcionálních rozváděčů a ventilů, které se staly nepostradatelné pro spojitě řízení strojních celků hydraulickými systémy. Výhody spojitěho řízení rychlosti, směru a síly s malým řídicím elektrickým signálem a s vysokou opakovatelností cyklu předurčuje proporcionální techniku pro automatizaci ve výrobě. Pracovní úkony výrobních strojů ovládané proporcionální technikou lze pružně řídit externě z PC nebo programově přímo na elektronické řídicí kartě. V praxi jeden proporcionální rozváděč nahradí několik standardních ventilů s neporovnatelně kvalitnější plynulostí a přesností řízení. Obvody jsou jednodušší, na řídicí prvky méně početné a nároky na čistotu kapaliny jsou prakticky totožné. Při cenové dostupnosti je proporcionální technika široce uplatňována nejen v nových aplikacích, ale rovněž při modernizaci hydraulických systémů.

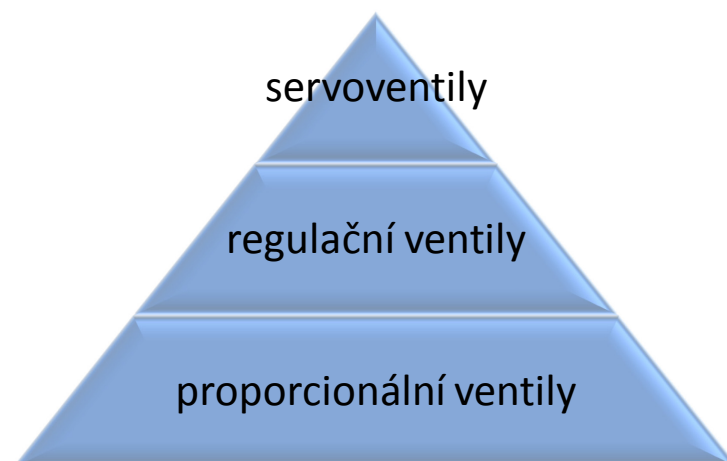
Symbolické znázornění proporcionálního systému rozděleného na jednotlivé pracovní prvky.



Obrázek 2.1 - Schéma proporcionalního systému

2.1 Rozdělení proporcionalní hydrauliky

Využíváním proporcionalní techniky v praxi ukázalo možnost členění do tří vývojových skupin. V reálném světě je většina produktů poměřována cenou a kvalitou. V oblasti proporcionalní techniky se setkáváme s levnější produkcí, méně přesnou skupinou s obecným názvem proporcionalní ventil popřípadě rozváděč. O něco dražší a kvalitnější jsou regulační rozváděče. Vývojově a technicky nejkvalitnější, ale poměrně drahé, jsou servoventily. Každá skupina cílí k určitým aplikacím, ve kterých dominují, ale dalším vývojem ty levnější dotahují svými vlastnostmi ty dražší a naopak ty dražší větší sériovou výrobou a ekonomičtějším provedením snižují pořizovací náklady a uplatňují se v méně náročných aplikacích.



Obrázek 2.2 - Pyramiduální zastoupení proporcionalní techniky

Proporcionální rozváděče

- Přímohřízené bez polohové zpětné vazby
- Přímohřízené s polohovou zpětnou vazbou
- Nepřímohřízené bez nebo s polohovou zpětnou vazbou

Proporcionální ventily pro řízení průtoku

- Regulátory průtoku s regulací polohy pouzdra clony
- Škrtkové ventily s regulací polohy pouzdra clony

Proporcionální tlakové ventily

- Přímohřízené přepouštěcí ventily s regulací polohy
- Nepřímohřízené přepouštěcí ventily bez regulace polohy
- Přímohřízené redukční ventily bez regulace polohy
- Nepřímohřízené redukční ventily bez regulace polohy

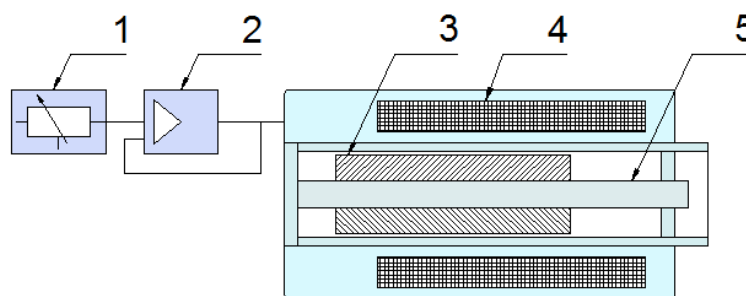
Proporcionální technika je založena na elektromechanickém převodníku, který spojuje řídicí elektroniku a mechanickou akční část ventilu. Nároky kladené na tento spojovací článek umožnil vývoj několika rozdílných principů.

2.1.1 Proporcionální elektromagnety

Velice rozšířené proporcionální stejnosměrné elektromagnety jsou silové a zdvihové.

Silové elektromagnety

Vytvářejí s rostoucím elektrickým proudem přímo úměrnou sílu na kotvě. Síla působí v rozmezí 1,5 mm kde je pomoci proudové zpětné vazby, při stejném el. proudu, síla konstantní.



Obrázek 2.3 - Silový elektromagnet s proudovou zpětnou vazbou

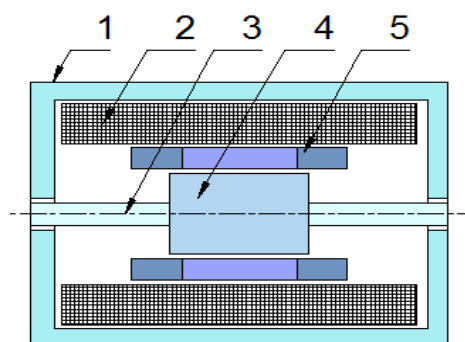
1. potenciometr – žádaná hodnota, 2. zesilovač s porovnávacím členem žádané a výsledné hodnoty, 3. jádro, 4. cívka, 5. tyčinka přenášející sílu, zdvih

Zdvihové elektromagnety

Vytvářejí s rostoucím elektrickým proudem přímo úměrný zdvih kotvy. Pohybový rozsah elektromagnetu bývá 3-5 mm a vlivem síly proti zdvihu vzniká nežádoucí polohová nepřesnost. Pro odstranění tohoto nedostatku se ventil osadí snímačem polohy šoupátka (zdvih kotvy), a na zesilovací kartě v porovnávacím členu se odečte odchylka, kterou regulátor dorovná výstupním signálem. I pohybem kotvy v elektromagnetu mohou vznikat odchylky třecími odpory, proto se tyto minimalizují olejem. Rovněž se zavádí elektronické mazání tj. neustálý minimální pohyb.

Lineární motor

Motor se skládá z permanentních magnetů, kotvy a elektrické cívky. Kotva motoru je udržována v klidové středové poloze mezi permanentními magnety. Směr pohybu kotvy určuje polarita přivedeného proudu na cívku. Rozsah zdvihu se pohybuje mezi 0,7 – 2,0 mm a maximální vyvozená síla odpovídá ± 300 N. Výhodou oproti proporcionálním elektromagnetům je rychlost, kterou umožňuje koncepce motoru, větší síla a středění kotvy permanentními magnety.

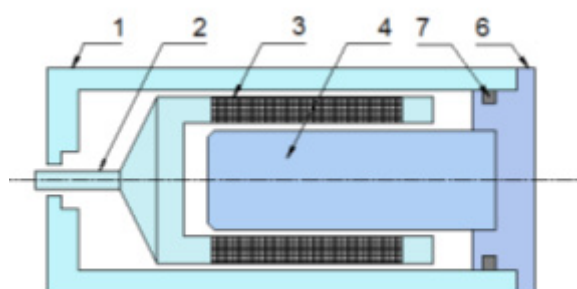


Obrázek 2.4 - Lineární motor

1. plášť, 2. cívka, 3. tyčinka přenášející sílu, zdvih, 4. jádro, 5. permanentní magnety

Elektrodynamický převodník

Někteří výrobci hydraulických prvků využili výhod pohonu reproduktoru, který pracuje s vysokými frekvencemi. Vytvořili pohon, kde se cívka průtokem elektrického proudu pohybuje v magnetickém poli permanentních magnetů. Pohyb je vyvozen velikostí a směrem průtoku elektrického proudu cívkou. Zdvih kotvy se pohybuje kolem 2,4 mm a vlastní frekvence při 25 % signálu je 300 Hz. Čas přestavení kotvy je srovnatelný se servoventily cca 3,5 ms. Ventily osazené těmito převodníky jsou velice rychlé, ale také dražší.



Obrázek 2.5 - Elektrodynamický motor

1. plášť, 2. tyčinka přenášející sílu, zdvih, 3. Cívka 4. permanentní magnet 6. víko, 7. těsnění

2.1.2 Zesilovače

Převodníky potřebují k provozu energii a to o různých hodnotách, proto byla vyvinutá řídicí elektronika v podobě elektronických karet – zesilovačů, které jsou koncepčně přesně konstruovány pro jednotlivé typy proporcionálních ventilů. Přípojně rozměry jsou standardizované do typu eurokaret. Většinou zprostředkovávají několik specifických funkcí, do kterých převážně patří:

- stabilita napětí - stabilizované napětí převážně $\pm 9\text{ V}$ je vytvořené na kartě z napájecího napětí standardně 24 V ,
- generátor rampové funkce – zprostředkuje pomalu narůstající nebo klesající výstupní signál ze skokového řídicího signálu,
- generátor skokové funkce – vytvoří proudový skok s následným konstantním signálem na elektromagnety k překlenutí pozitivního krytí šoupátka za určitých podmínek tj. překročení vstupního napětí cca 100 mV podle výrobce,
- prvky pro nastavení řídicích signálů – jedná se o regulátory optimalizované na konkrétní proporcionální ventily,
- potenciometr žádané hodnoty – nastavení řídicích napětí pomocí proměnného odporu,
- relé řídicích signálů – spínají nastavené řídicí napětí,
- pulsní koncový stupeň – vytvoří proud na elektromagnety, který je pulsně spínaný a využívá se pro zmenšení tepelného zatížení řídicí karty.

Způsoby rozdělení karet

- ❖ Podle umístění rozlišujeme karty na externí nebo interní vzhledem k ventilu. Interní jsou součástí ventilu a jejich předností je přívod napájecího napětí většinou 24 V a řídicího signálu.
Externí karty jsou umístěné v rozvodnách a ventil řídí již silové napětí proudící v stíněných kabelech s maximální stanovenou délkou 50 m .
- ❖ Karty ještě rozlišujeme koncepčně pro řízení ventilů bez zpětné vazby, jedná se převážně o silové převodníky. A se zpětnou vazbou, jedná se o zdvihové převodníky.

- ❖ Podle provedení karet na analogové a digitální. Digitální využívají převážně sériové rozhraní typu RS 232, RS 485.

2.1.3 Proporcionální rozváděče

Oproti klasickým rozváděčům se proporcionální rozváděče využívají jako proměnné odpory. Nastavením polohy šoupátka se mění průtočná plocha a tím se řídí tlak a průtok. Jedním prvkem provedeme změnu směru s možností řízení rychlosti pro rozběh, brzdění nebo programovou sekvenci rychlosti.

Při hodnocení proporcionálních rozváděčů narazíme na některé základní požadavky.

- Hystereze – závislost určitého stavu na stavech předcházejících
- Opakovatelnost – při opakování stejného řídicího napětí poloha šoupátka může vykazovat rozdíl v %

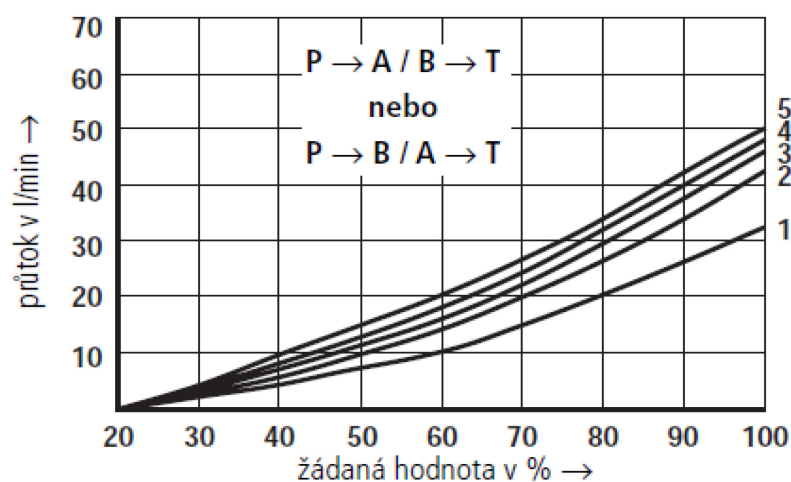
Důležitým konstrukčním prvkem proporcionálního rozváděče je čtyřhranové šoupátko s drážkami trojúhelníkovými, obdélníkovými nebo půlkruhovými.



Obrázek 2.6 - Typy tvaru drážky šoupátka

Podle typu drážek můžeme stanovit charakteristiku $St - h$, kde St je teoretická průtočná plocha a h je zdvih šoupátka. Použitím rozdílných drážek docílíme progresivní nebo lineární charakteristiky. Některé aplikace vyžadují pásmo necitlivosti a to až 25 % celkového zdvihu. Tuto necitlivost dosáhneme pozitivním překrytím drážek šoupátka.

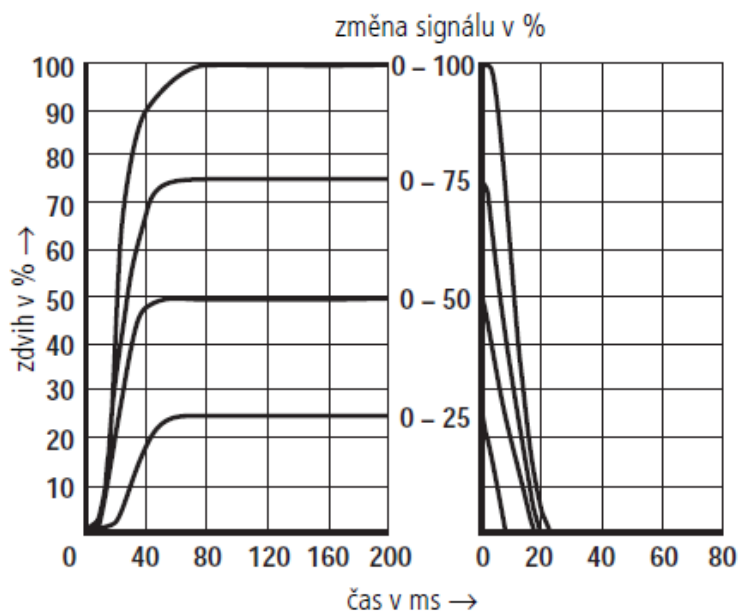
Jak už bylo zmíněno použitím rozdílných typů šoupátek lze dosáhnout různých charakteristik.



Obrázek 2.7 - Statická I - Q charakteristika [11]

Statická charakteristika $I-Q$ představuje chování konkrétních proporcionálních ventilů ve smyslu řídicího signálu k průtoku kapaliny ventilem. Každý výrobce udává tuto charakteristiku pro jednotlivé ventily s různými tlakovými spády.

Dynamickou charakteristiku, kterou rovněž najdeme v katalogu je přechodová charakteristika znázorněná na Obrázku 2.8. Z této charakteristiky lze jednoduše stanovit rychlost otevření v procentech za jednotku času.



Obrázek 2.8 - Přechodová charakteristika [11]

Rovněž důležitá je výchozí středová poloha šoupátka, kde lze vybírat dle požadované aplikace mezi kombinacemi $p \rightarrow A, B$ a $T \rightarrow A, B$ od celkově uzavřené po kombinovaně otevřené. Výrobci ventilů tyto informace, ale i pracovní polohy šoupátek s průtočnými vztahy, uvádějí v katalogích.



Obrázek 2.9 - Příklad středové polohy šoupátka zobrazeno ve značce

1. provedení z uzavřenými kanály, 2. Propojení větve A B s T, 3. propojení větve P A B T ve středové poloze

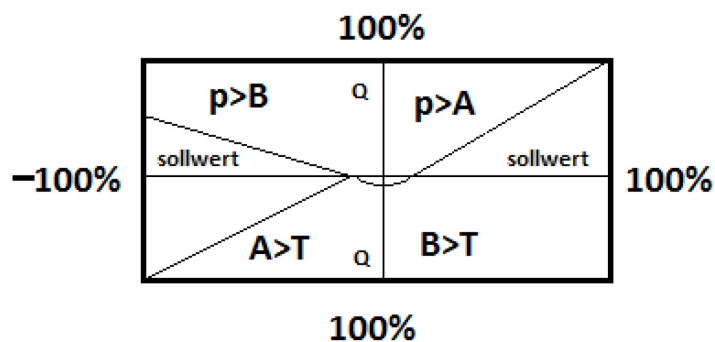
Průtok rozváděčem je v obou směrech, proto vzniká dvojnásobná tlaková ztráta, která se při výpočtech zohledňuje.

Jestliže se rozváděč použije pro řízení přímočarých hydromotorů, kde poměr činných ploch je rozdílný, musíme mít na paměti rozdílné průtoky rozváděčem. Tento problém lze vyřešit konstrukčním provedením šoupátka, kde poměr škrticích ploch odpovídá 2:1 nebo dle provedení výrobce jiným poměrem. Rovněž pro realizaci diferenciálního zapojení přímočarého hydromotoru existuje šoupátko s propojením větve $P \rightarrow A$ se zamezením průtoku z $B \rightarrow T$.



Obrázek 2.10 - Diferenční provedení rozváděče zajišťuje tvar šoupátka, symbolicky znázorněno ve značce

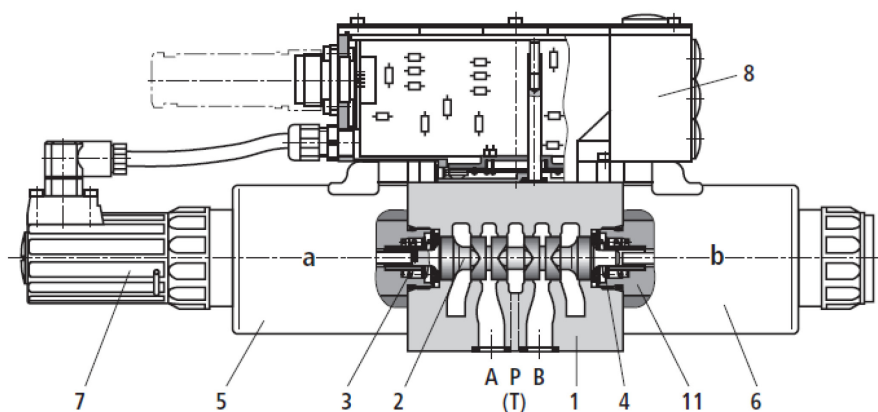
Pro větší názornost uvádím charakteristiku takto provedeného rozváděče, kde je vidět průběh průtoků v závislosti na řídicím signálu. Větev $B - T$ v aktivním stavu není propojena, rovněž může být propojena částečně. V obrázku je vykreslena jako strana $p - B$.



Obrázek 2.11 - Charakteristika diferenčního zapojení rozváděče [11]

Přímo řízený proporcionální rozváděč

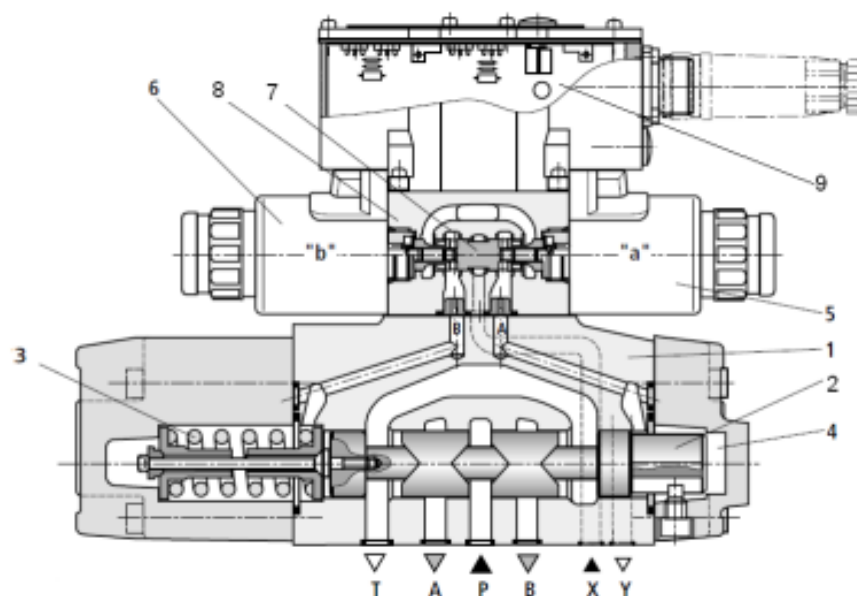
Rozváděč se skládá z tělesa, z proporcionálních elektromagnetů, čtyřhranového šoupátka z drážkami bez nebo se zpětnou vazbou a s jednou vratnou nebo se dvěma vratnými pružinami. Propojení zesilovací karty s elektromagnety je striktně provedeno dle dokumentace, aby nedošlo k záměně mezi magnety A a B s ohledem na zpětnou vazbu nebo charakter šoupátka poměru ploch.



Obrázek 2.12 - Přímořízený proporcionální rozváděč se zpětnou vazbou a integrovanou řídicí jednotkou [11]

1. těleso rozváděče, 2. řídicí šoupátko, 3-4. středící pružiny, 5-6. magnety, 7. snímač polohy, 8. Integrovaná řídicí elektronika, P.A.B.T. průchodové kanály, 11. pouzdro s jádrem

Nepřímo řízený proporcionální rozváděč



Obrázek 2.13 - Nepřímo řízený proporcionální rozváděč [11]

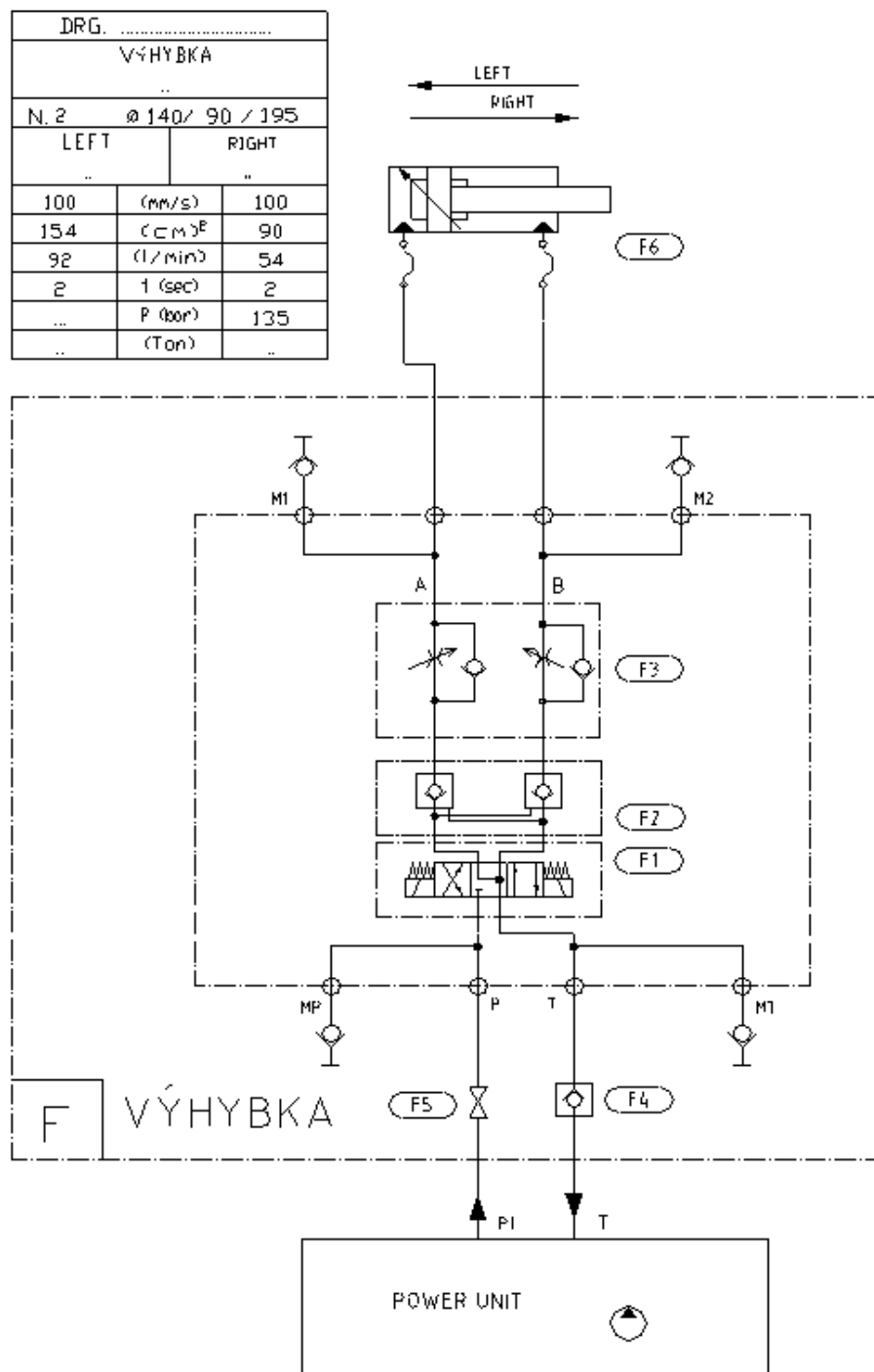
1. těleso hlavního rozváděče, 2. šoupátko hlavního rozváděče, 3. středící pružina
4. tlakový prostor, 5. 6. elektromagnety, 7. řídicí šoupátko, 8. hlavní těleso ventilu
9. zesilovací karta

Aplikuje se v systémech s většími průtoky pomocí dvou stupňů, kde jeden je řídicí a druhý výkonný. Řídicí stupeň je tvořen rozváděčem se dvěma redukčními ventily, které jsou řízené proporcionálními elektromagnety. Redukční ventily mají za úkol vytvářet oboustranný tlak na čela šoupátka druhého stupně. Rozdíl tlaku způsobí posuv šoupátka a vytvoření průtočných ploch.

Konstrukce středění šoupátek může být jednou pružinou (využívá se výhod stejných parametrů síly pružiny v obou směrech pohybu) nebo dvěma pružinami [5], [8].

3 Hydraulické schéma pojezdu výhybky

Schéma



Obrázek 3.1 - Hydraulické schéma pohonu výhybky

Ze zjednodušeného hydraulického schématu obrázek 3.1 jsou záměrně vypuštěné okruhy systému, které nemají vliv na pohyb výhybky. Rovněž je vypuštěn z tandemu jeden přímočarý hydromotor s řídicím rozváděčem. Naměřené data vykazovala totožný průběh a křivka tlaku v závislosti na čase se navzájem překrývala, proto byl zvolen zjednodušený obvod pro následnou simulaci.

Popis schématu

Pod názvem POWER UNIT se ukrývá zdroj tlakové energie se zásobníkem kapaliny. Písmena *p1* a *T* určují výstup a vstup kapaliny ze zdroje. Kapalina proudí potrubím přes uzavírací ventil *F5* do rozvodné kostky. Následuje průchod ventilovou částí dvojstupňovým rozváděčem 4WEH *F1*, řízeným zpětným ventilem *F2*, škrťicím ventilem *F3* a potrubím do hydromotoru *F6*. Zpětné potrubí je zajištěno jednosměrným ventilem *F4* proti zpětnému proudění.

Specifikace prvků

Hydraulický agregát

POWER UNIT

- výrobce:	Danieli
- pracovní tlak:	130 bar
- pracovní průtok:	207 dm ³ .min ⁻¹

Nádrž

- výrobce:	Danieli
- velikost nádrže:	2000 dm ³

Hydrogenerátory

3x A10VSO – axiální pístové regulační

- výrobce:	Bosch-Rexroth
- průtok:	0-144 cm ³ .ot ⁻¹
- tlak:	250 bar

Elektromotory

3x 1LG4 253-4AA61

- výrobce:	Siemens
------------	---------

- výkon:	55 kW	
- napětí:	400 V	
- otáčky:	1480 ot.min ⁻¹	
Rozváděč	4WEH16J-7X/6EG24N9ES2K4 označení (F1)	
- výrobce:	Bosch-Rexroth	
- jmenovitá světlost:	Dn16	
- maximální provozní tlak:	280 bar	
- napájecí napětí:	24 V DC	
- maximální průtok:	300 dm ³ .min ⁻¹	
Hydraulický zámek	Z2S 16-1-5X/ NG	označení (F2)
- výrobce:	Bosch-Rexroth	
- jmenovitá světlost:	Dn 16	
- maximální provozní tlak:	315 bar	
- maximální průtok:	300 dm ³ .min ⁻¹	
Škrticí ventil	Z2FS16-3X/S2	označení (F3)
- výrobce:	Bosch-Rexroth	
- jmenovitá světlost:	Dn 16	
- maximální provozní tlak:	350 bar	
- maximální průtok:	250 dm ³ .min ⁻¹	
Přímočarý hydromotor	140/ 90 – 195 – IH – REG	označení (F6)
- výrobce:	HydrauliCS s. r. o.	
- průměr pístu:	140 mm	
- průměr pístnice:	90 mm	
- zdvih:	195 mm	
Měřicí rychlospojka	SMK 20-G1/4-PC	(M1, M2, MP, MT)
- výrobce:	Stauff	
- šroubení:	G1/4“/ M16x2	
- pracovní tlak:	630 bar	

3.1 Měření tlaku

K diagnostice hydraulického obvodu je zapotřebí přístroj pro měření fyzikálních veličin. Všichni známí výrobci hydraulických prvků jako Rexroth, Parker, Moog, Hydrotechnik nebo Hydac vyrábí a dodávají různé diagnostické přístroje od jednoduchých až po velice složité a přesné. K hlavním součástem měřicího přístroje patří senzory tlaku, teploty, průtoku, frekvence, adaptéry pro měření elektrických veličin nebo rovněž programové vybavení pro vyhodnocení naměřených dat. Nedílnou součástí přístrojů jsou kabely, různé přípojovací redukce, napájecí adaptéry.

3.1.1 Měřicí přístroj

Jak jsem již uvedl, přístrojů pro měření fyzikálních veličin je celá řada. Zaměřím se na konkrétní přístroj od fa Hydac, kterým byla pořízena data pro tuto práci. Jedná se o přístroj HMG 3000, který patří svými parametry k velice vhodným. Pro záznam dat je k dispozici osm analogových a dva referenční vstupy. Dokáže zaznamenávat elektrické napětí v rozsahu $\pm 10V$. Pro záznam veličin lze volit vzorkovací frekvenci až 10000 Hz v závislosti na počtu obsazených měřicích kanálů. Nepostrádatelný je výstup USB pro propojení s PC pro lepší zpracování naměřených dat. S přístrojem firma dodává software HMGWIN 3000 pro PC ve kterém lze provést grafickou diagnostiku naměřených hodnot [11].



Obrázek 3.2 - Měřicí přístroj HMG 3000 [11]

Specifikace

Měřicí přístroj HMG 3000

Výrobce	Hydac
Měřicí vstupy	8 analogové, 2 digitální
A až H	4 – 20 mA
I, J	1.. 30 000 Hz
Rychlost měření	až 0,1 ms
Přesnost	0,1 % FS max.
Rozhraní	USB

3.1.2 Senzor tlaku

Měření proběhlo pomocí senzoru HDA 4000 rovněž od firmy Hydac v měřicím rozsahu 0 – 25 MPa. Tato čidla jsou založená na deformačním principu s odporovým tenzometrem. Deformace způsobí změnu geometrických rozměrů vodičů, které vedou ke změně odporu. Vyrábí se v několika tlakových rozsazích pro přesnější zachycení tlaku.

Specifikace

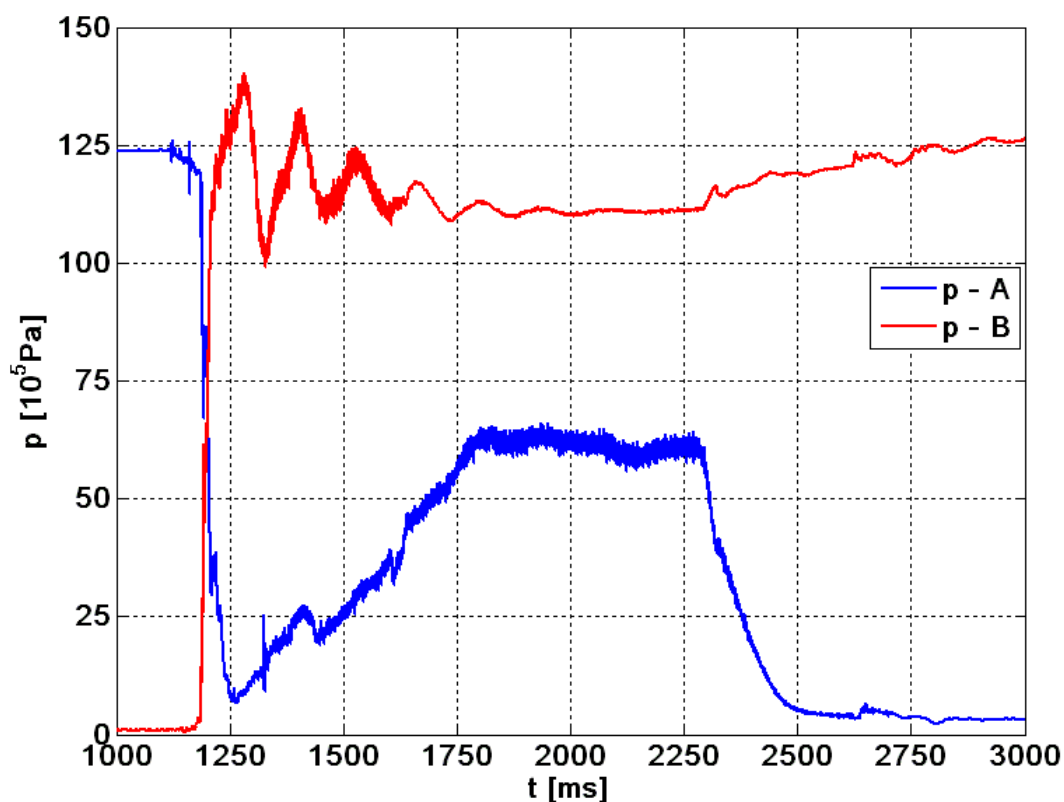
Tlakový senzor HDA 4000

Výrobce	Hydac
Šroubení	G1/4“ M15x2
Měřicí rozsah	0 – 250 bar
Přesnost	± 0,5 %
Rozsah provozních teplot	- 40 + 85° C

3.2 Diagnostika hydrauliky pojezdu výhybky

K identifikaci hydraulického obvodu pohonu posuvu výhybky proběhlo měření průběhu pohybu za plného provozu válcovny. K získání tlakového záznamu v rozsahu jednoho cyklu s přechodovou charakteristikou rozběhu byly použité dva tlakové čidla typu HDA 4000 od fa Hydac. Naměřená data byly pořízené měřicím přístrojem rovněž od fa Hydac s typovým označením HMG 3000. Měření se provedlo na měřicích místech v rozvodné kostce mezi rozváděčem a potrubím ve větvi *A* měřicí místo *M1* a *B* měřicí místo *M2*. Doba záznamu byla 10 sekund s vzorkovací frekvencí 1000 Hz (1ms) pro oba hydromotory. Následné měření proběhlo pro jeden hydromotor se stejnou dobou záznamu, ale upravenou vzorkovací frekvencí na 10000 Hz (0,1 ms).

Tlaky v kanálech *A* a *B* při zasouvání pístnice

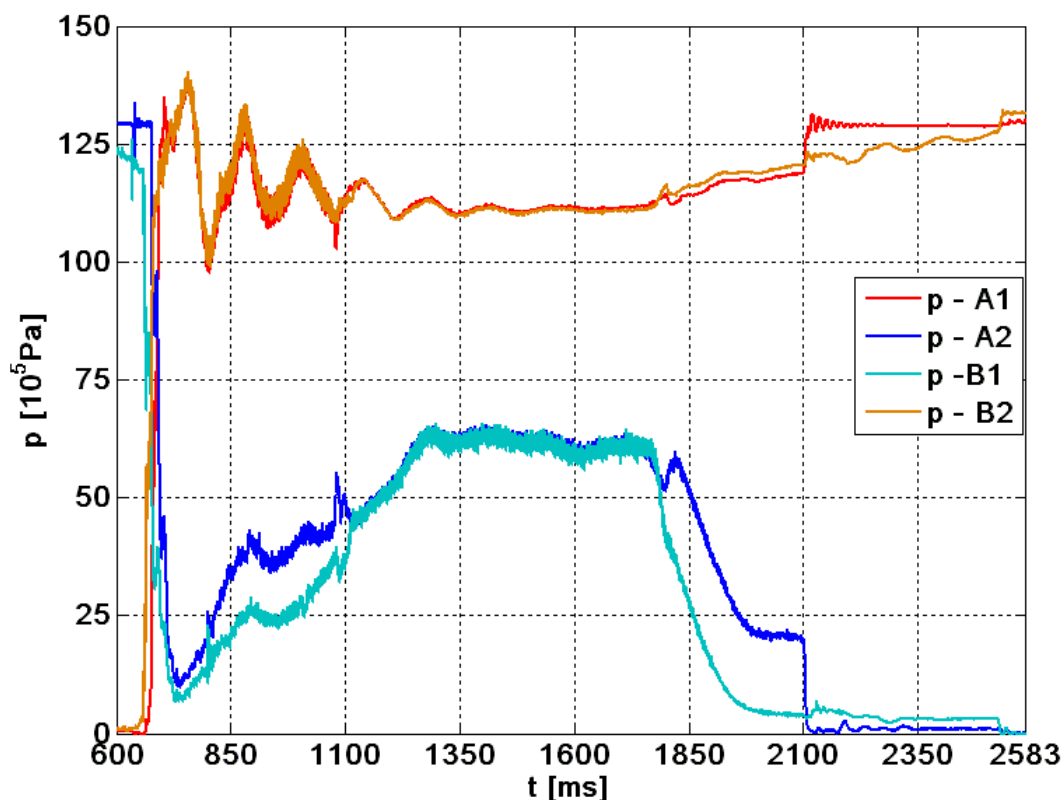


Obrázek 3.3 - Průběh tlaku v pracovních větvích při rozběhu výhybky
A - *M1* a *B* - *M2*

M1, M2 přípojná měřicí místa viz schéma obrázek 3.1

Obrázek 3.3 popisuje průběh tlaku, kdy v čase 1190 ms v reakci na přestavení rozváděče dochází k nárůstu tlaku ve větvi *B*. Nárůst tlaku způsobí uvolnění hydraulického zámku a odtlakování větve *A*. Nastává přechodový jev rozběhu výhybky, který vzniká mezi dvěma ustálenými stavy v rozmezí 1190 až 1800 ms. Dosažením maximální rychlosti hydromotoru, která je zajištěna průtokem pracovní kapaliny přes škrťací ventil, nastává ustálený stav konstantní rychlosti a trvá do doby 2300 ms. Škrťací ventil je vsazen do zpětné větve, proto se tlak ustálí ve větvi *A* na 6,2 MPa a zaručuje dostatečnou tuhost systému do konce zdvihu hydromotoru. V čase 2300 ms nastává brzdění v hydromotoru pomocí tlumícího mechanismu. Dobrzdění hydromotoru proběhne v čase 2800 ms při plném zdvihu hydromotoru. Rozváděč se přesune do středové polohy v reakci na signál od koncových polohových čidel. Nastává ustálený klidový stav uzamčením hydraulického zámku.

3.3 Vyhodnocení měření

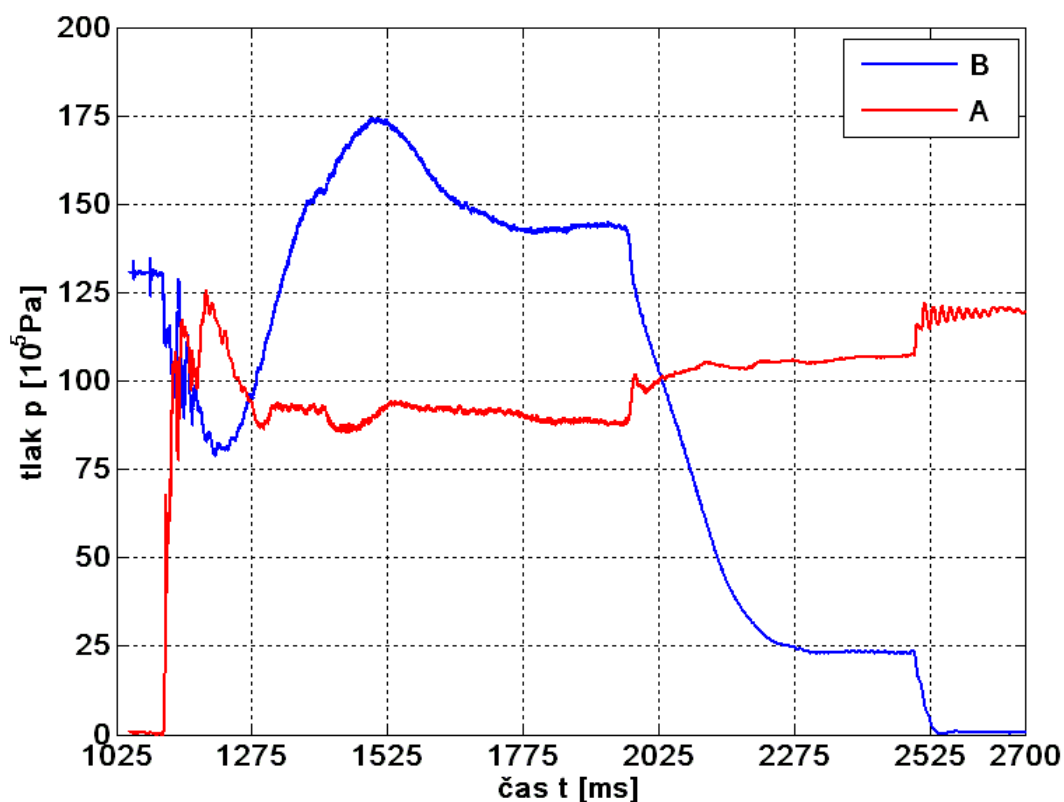


Obrázek 3.4 - Průběh tlaku ve větvích *A* a *B* v tandemu hydromotorů při zasouvání pístnice

Záznam dvou hydromotorů obrázek 3.4 dokládá minimální rozdíly mezi průběhem tlaků. Počáteční tlakový rozdíl je způsoben mírnou netěsností jednoho s hydraulických zámků. Dojezd je ovlivněn rozdílným seřízením tlumení v přímočarých hydromotorech. Tyto malé nesouměrnosti nemají až tak velký vliv, a proto model zjednoduším na jeden hydromotor.

Řízení je provedeno rozvaděčem, tvořený dvěma stupni, první ovládací je přestaven elektromagnety a v návaznosti na přestavení prvního stupně proběhne přestavení druhého stupně rozvaděče. Rychlé přestavení šoupátka způsobí obdélníkový průběh rozběhu hydromotoru. Na obrázku 3.4 lze při tomto přestavení vidět rozběhovou charakteristiku v podobě kmitavého průběhu tlaku.

Vysouvání pístnice je na obrázku 3.5, kde průběh tlaků je ovlivněn poměrem pracovních ploch hydromotoru.



Obrázek 3.5 - Tlaky při vysouvání pístnice

V čase 1100 ms dochází k přestavení rozváděče a tlaková kapalina proudí do větve *A*, kde tlakem otevře zpětný ventil na straně *B*. Ve větvi *B* dochází k poklesu tlaku z důvodu propojení se zpětnou větví. V čase 1240 ms tlak ve větvi *B* opět narůstá na škrtícím ventilu, který ovlivňuje rychlost vysouvání pístnice. Nárůst pokračuje až do tlaku 170 bar. Ustálení rychlosti dochází v čase 1700 ms a trvá do 1850 ms. V tomto čase nastává brzdění tlumením v hydromotoru. V klidové poloze je hydromotor v čase 2500 ms.

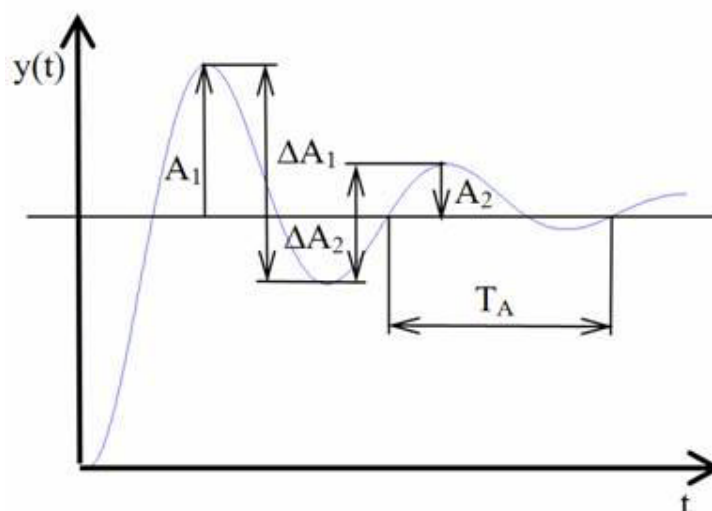
3.4 Vyhodnocení přechodové charakteristiky

Popis fyzikálních dynamických dějů lze popsat matematickým modelem ve tvaru diferenciálních rovnic obrazovými nebo frekvenčními přenosy. Obrazové přenosy jsou definovány závislostí stavových veličin na čase. Reakce systému s nulovými počátečními podmínkami na vstupní signál ve tvaru skokové změny vzniká přechodová charakteristika [2].

Tuto charakteristiku lze použít pro určení modelu systému s využitím dynamických vlastností systému. Tyto dynamické vlastnosti lze vyvolat uměle, jako odezvu na testovací signál. Vyvolaná odezva se měří a zaznamenává s následným vyhodnocením a určením matematického modelu systému. V běžném provozu lze použít jako testovací signál řídicí signál, pokud svými vlastnostmi umožňuje provést identifikační experiment např. vhodná amplituda [9].

Naměřená data byla převedena do PC a v programu Matlab byl vytvořen graf tlaku v závislosti na čase. Jak je vidět na obrázku 3.4 křivka přechodové charakteristiky znázorňuje tlumené kmity. Aproximací charakteristiky bude přenos obsahující proporcionalní člen se setrvačností druhého řádu, což odpovídá alespoň dvěma komplexně sdruženým kořenům. Poměrný součinitel tlumení bude v rozsahu $0 < \zeta < 1$ [9].

„V technické praxi se nejčastěji vyskytují přenosy prvního a druhého řádu odpovídající fyzikálnímu ději, popsanému obyčejnou diferenciální rovnicí prvního nebo druhého řádu.“ (Kozubková 2009, s. 128)



Obrázek 3.6 – Stanovení hodnot z přechodové charakteristiky s kmitavým průběhem

Aby se dalo využít diferenciálních rovnic, pro popsání dynamických dějů přechodové charakteristiky musí být počáteční podmínky nulové. Vzhledem k tomu, že počáteční podmínky jsou nenulové, rozdělíme složku na stacionární a nestacionární. Každá jednotlivá složka se řeší samostatně, jako izolovaný systém. Počáteční podmínky pak budou pro ustálené hodnoty nenulové a pro dynamické nulové.

Přenosová rovnice (3.2) popisuje proporcionální člen se setrvačností 1. řádu kde odezva na skokovou změnu má průběh ve tvaru exponenciální funkce. Pomocí Laplaceovy transformace dostaneme přenos (3.1).

Přenos prvního řádu [2]; [9].

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{K}{T_0 \cdot s + 1} \quad (3.1)$$

Přenos prvního řádu odpovídá diferenciální rovnici

$$T_0 \cdot \frac{dy}{dt} + y = K \cdot u \quad (3.2)$$

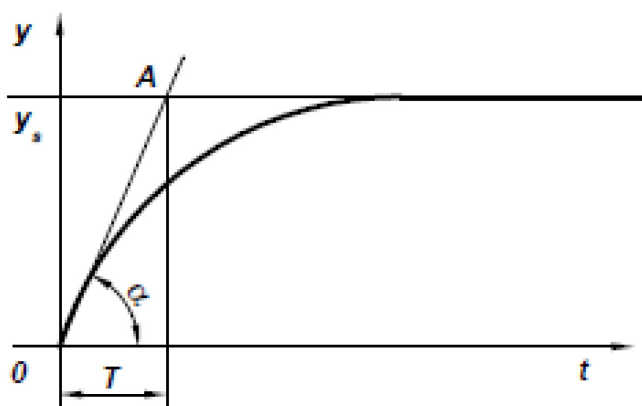
T_0 časová konstanta, která se stanoví pomocí tečny. Místo kde protne tečna ustálenou hodnotu y_s je námi hledaná souřadnice časové konstanty.

K součinitel zesílení je definován poměrem ustálených hodnot vstupu a výstupu

$$K = \frac{y_{\infty}}{u_{\infty}} \quad (3.3)$$

u vstupní hodnota

y výstupní hodnota



Obrázek 3.7 – Přejchodová charakteristika prvního řádu [2]

Přenos druhého řádu [1]; [2]; [9] [10]

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{K}{T_0^2 \cdot s^2 + 2 \cdot \xi \cdot T_0 \cdot s + 1} \quad (3.4)$$

Přenos druhého řádu odpovídá diferenciální rovnici

$$T_0^2 \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} + 2 \cdot \xi \cdot T_0 \cdot \frac{dy}{dt} + y = K \cdot u \quad (3.5)$$

u vstupní tlak

T časová konstanta

ξ součinitel poměrného tlumení

Součinitel poměrného tlumení

Součinitel můžeme určit dvěma způsoby. Jestliže lze stanovit ustálený stav z průběhu přechodové charakteristiky použijeme rovnici (3.7) a (3.8), jinak použijeme vzorec (3.6) [9]. Z naměřené přenosové charakteristiky, podle použitého vzorce, odečteme maximální překmit A_1 a A_2 nebo rozdíl maxima a minima kmitu dvou po sobě jdoucích vln.

$$\xi = \frac{\ln \frac{\Delta A_1}{\Delta A_2}}{\sqrt{\pi^2 + \ln^2 \frac{\Delta A_1}{\Delta A_2}}} \quad (3.6)$$

$$\xi = \frac{\vartheta}{\sqrt{4 \cdot \pi^2 + \vartheta^2}} \quad (3.7)$$

$$\vartheta = \ln \frac{A_1}{A_2} \quad (3.8)$$

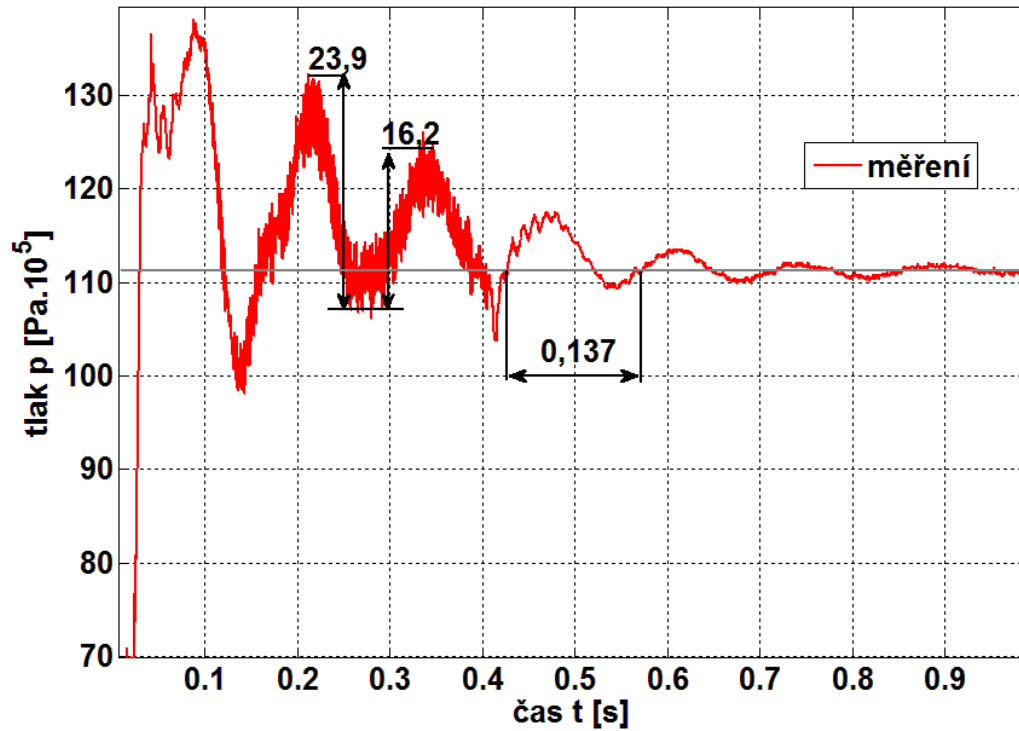
Časová konstanta T_0

$$T_0 = \frac{T_A}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{1 - \xi^2} \quad [s] \quad (3.9)$$

Časovou konstantu vypočítáme pomocí součinitele tlumení ξ a doby kmitu T_A stanovené z přechodové charakteristiky obrázek 3.8.

Stanovení hodnot dvou po sobě jdoucích amplitud a doby kmitu

Stanovení hodnot je provedeno s ohledem na přesnější určení rozkmitu tlaku. První vlna je deformovaná a není vhodná, proto se vyhodnotila až druhá a třetí vlna. Na obrázku 3.8 je stanovena hodnota druhé vlny ΔA_1 23,9 bar a třetí vlny ΔA_2 16,2 bar.



Obrázek 3.8 - Stanovení hodnot ΔA_1 , ΔA_2 a T_A

Odečtení hodnot z přechodové charakteristiky z grafu

$$\Delta A_1 = 23,9 \text{ [bar]} \quad (3.10)$$

$$\Delta A_2 = 16,2 \text{ [bar]} \quad (3.11)$$

$$T_A = 0,137 \text{ [s]} \quad (3.12)$$

Odečtené hodnoty byly vloženy do vzorců pro výpočet součinitele poměrného tlumení. Součinitel poměrného tlumení lze vypočítat podle vzorce (3.7), ale z důvodu asymetrie kmitů oproti ustálené hodnotě jsem zvolil vztah (3.6).

Výpočet součinitele poměrného tlumení

$$\xi = \frac{\ln \frac{\Delta A_1}{\Delta A_2}}{\sqrt{\pi^2 + \ln^2 \frac{\Delta A_1}{\Delta A_2}}} = \frac{\ln \frac{23,9}{16,2}}{\sqrt{\pi^2 + \ln^2 \frac{23,9}{16,2}}} = 0,1228 \quad (3.13)$$

Výpočet časové konstanty

$$T_0 = \frac{T_A}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{1 - \xi^2} = \frac{0,137}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{1 - 0,1228^2} = 0,0216 \quad [s] \quad (3.14)$$

Výpočet vlastní frekvence z naměřených dat

$$f_0 = \frac{1}{T_A} = \frac{1}{0,137} = 7,2 \quad [Hz] \quad (3.15)$$

Výpočet kruhové frekvence

$$\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot f_0 = 2 \cdot \pi \cdot 7,2 = 45,8 \quad [s^{-1}] \quad (3.16)$$

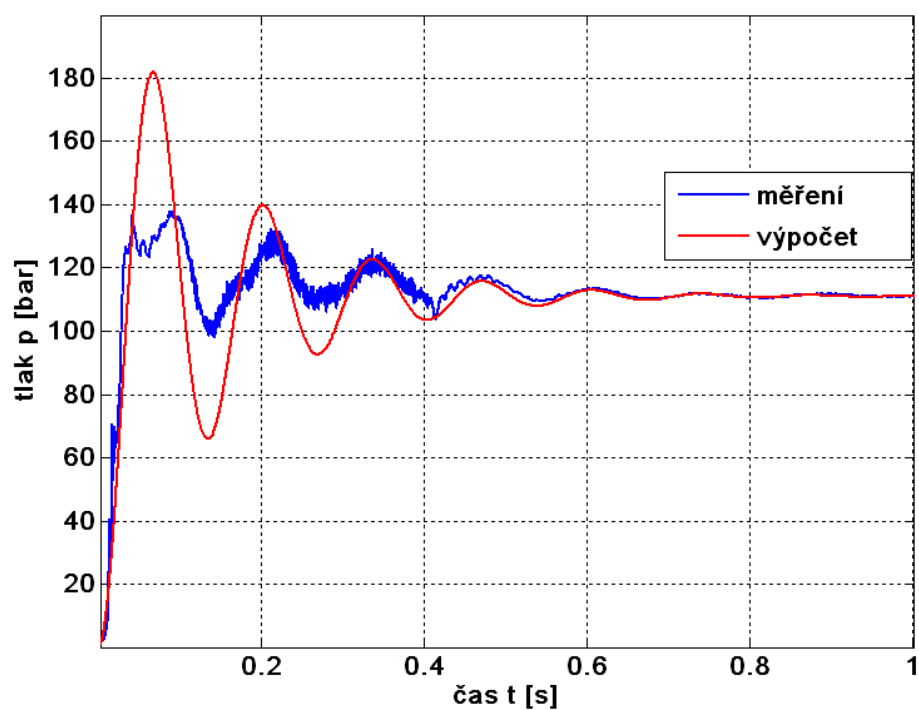
Vykreslený průběhu přenosu s rovnicí druhého řádu neodpovídal skutečnosti, proto jsem model rozšířil o proporcionální člen se setrvačností prvního řádu v sériovém zapojení. Tento přenos se doporučuje, jestliže změřené kmity jsou více tlumené než aproximující odezva [9].

Rozšířením rovnice (3.4) o aproximující rovnici (3.1) prvního řádu dostaneme podobu přenosu:

$$G(s) = \frac{K}{T_0^2 \cdot s^2 + 2 \cdot \xi \cdot T_0 \cdot s + 1} \cdot \frac{K}{T \cdot s + 1} \quad (3.17)$$

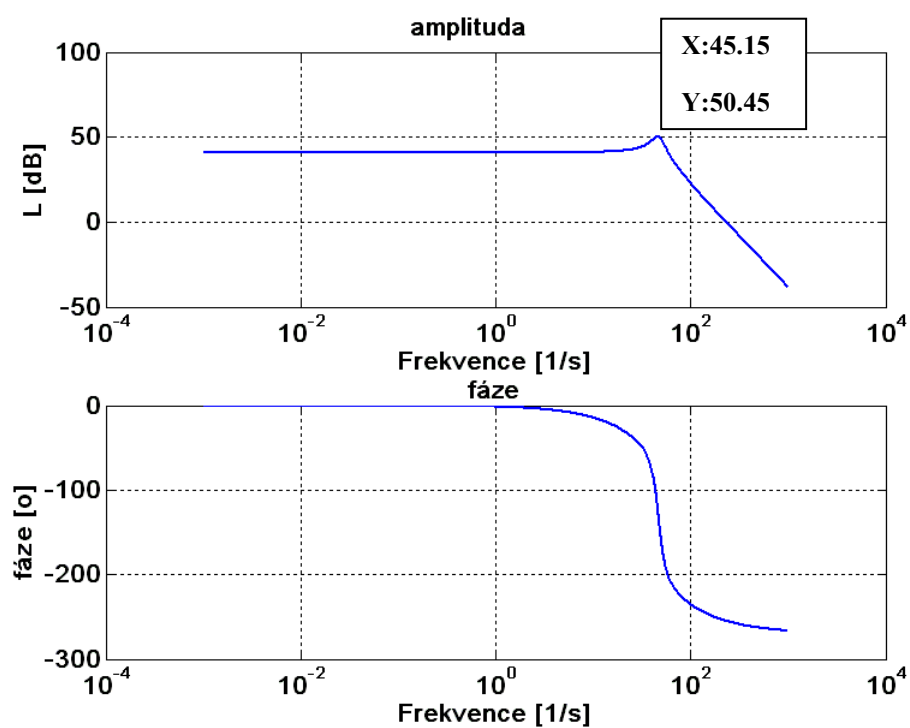
Stanovenou rovnicí lze ověřit pomocí vytvořeného skriptu (Příloha č1).

Vykreslený průběh tlaků z měření v grafu na obrázku 3.9 představuje modrá křivka a vygenerovaný tlak, pomocí programu Matlab, dokládá přiblížení měřených a vypočtených hodnot.



Obrázek 3.9 - Porovnání tlaků vypočtených v modelu se skutečnými naměřenými tlaky

Frekvenční charakteristika [9]

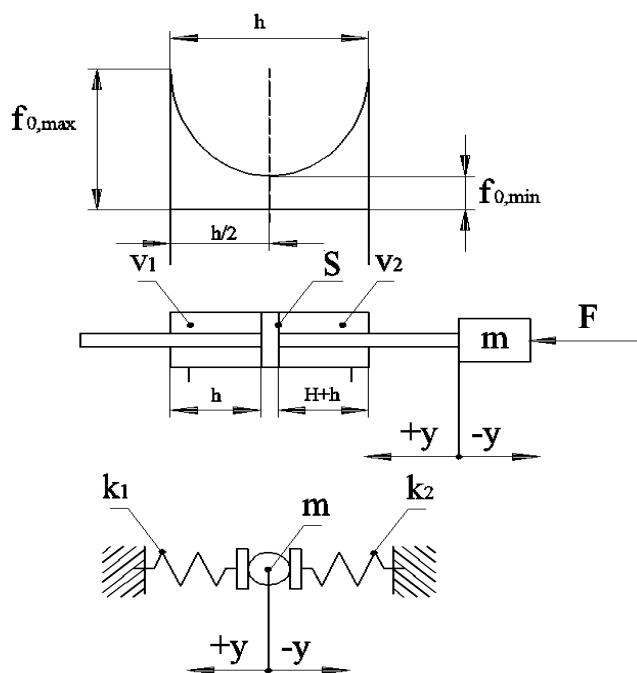


Obrázek 3.10 - Frekvenční charakteristika

Dále je vygenerována pomocí skriptu v Matlabu (příloha č. 2) amplitudová a frekvenční charakteristika s číselnou hodnotou ω_0 45,15 s⁻¹ viz obrázek 3.10. Porovnáním vygenerované kruhové frekvence s vypočítanou hodnotou z měřené přechodové charakteristiky lze konstatovat malý rozdíl ω_0 45,15 a 45,8 s⁻¹.

3.5 Vlastní frekvence

Vlastní frekvence je definována jako frekvence kmitání tělesa, které bylo vychýleno z rovnovážné polohy vnějšími silami [6].



Obrázek 3.11 Schéma pro dynamický výpočet [8]

Vlastní frekvence f_0 systému

$$f_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad [Hz] \quad (3.18)$$

k tuhost pružin: $k = k_1 + k_2$ [N.m⁻¹]

m hmotnost zátěže [kg]

Tuhost pružin k_1 a k_2 je dána objemy kapaliny v hydromotoru a v potrubí. V případě přímočarého hydromotoru se tuhost pružin a vlastní frekvence f_0 mění s polohou pístu. Aby se dala srovnat frekvence již vypočítaná z přechodové charakteristiky rovnice (3.15) (předpokládá se určitá poloha pístu) s frekvencí vypočítanou rovnicí (3.18) pro vlastní frekvenci systému je proveden výpočet pro různé polohy pístu v rozsahu zdvihu hydromotoru.

Příklad výpočtu vlastní frekvence [6], [8]

$$f_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{m}} = \sqrt{\frac{E \cdot S_K^2}{m \cdot V_1} + \frac{E \cdot S_R^2}{m \cdot V_2}} \quad (3.19)$$

$$f_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^9 \cdot 0,01539^2}{50000 \cdot 0,0068} + \frac{2,1 \cdot 10^9 \cdot 0,00903^2}{50000 \cdot 0,0059}} = 7,2 \text{ [Hz]}$$

k_1, k_2 tuhost a je dána pružností kapaliny ze strany pístu a pístnice

E	modul objemové stlačitelnosti kapaliny	$2,1 \cdot 10^9$	[Pa]
m	hmotnost pístu pístnice a zátěže	50 000	[kg]
$V_{1,2}$	objemy hydromotoru a přívodního potrubí v poloze h_k	110	[mm]

$$V_1 = S_K \cdot h_K + V_{LK} = 0,01539 \cdot 0,11 + 0,0051 = 0,0068 \text{ m}^3 \quad (3.20)$$

$$V_2 = S_R \cdot (H - h_K) + V_{LR} = 0,009032 \cdot (0,195 - 0,11) + 0,0051 = 0,0059 \text{ m}^3$$

H	zdvih hydromotoru	0,195	[m]
h_K	poloha kmitání	0,11	[m]
S_R	plocha mezikruží		[m ²]
S_K	plocha pístu		[m ²]

$$S_K = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,14^2}{4} = 0,0154 \text{ m}^2 \quad (3.21)$$

$$S_R = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,14^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0,09^2}{4} = 0,009 \text{ m}^2 \quad (3.22)$$

D	průměr pístu	0,14	[m]
d	průměr pístnice	0,09	[m]
V_{LR}	objem vedení na straně mezikruží		[m ³]
V_{LK}	objem vedení na straně pístu		[m ³]

$$V_{LR} = V_{LK} = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot l = \frac{\pi \cdot 0,036^2}{4} \cdot 5 = 0,0051 \text{ m}^3 \quad (3.23)$$

l	délka potrubí	5	[m]
d_p	průměr potrubí	0,036	[m]

Vlastní kruhová frekvence

$$\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot f_0 \quad (3.24)$$

$$\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot 7,2 = 45,29 \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

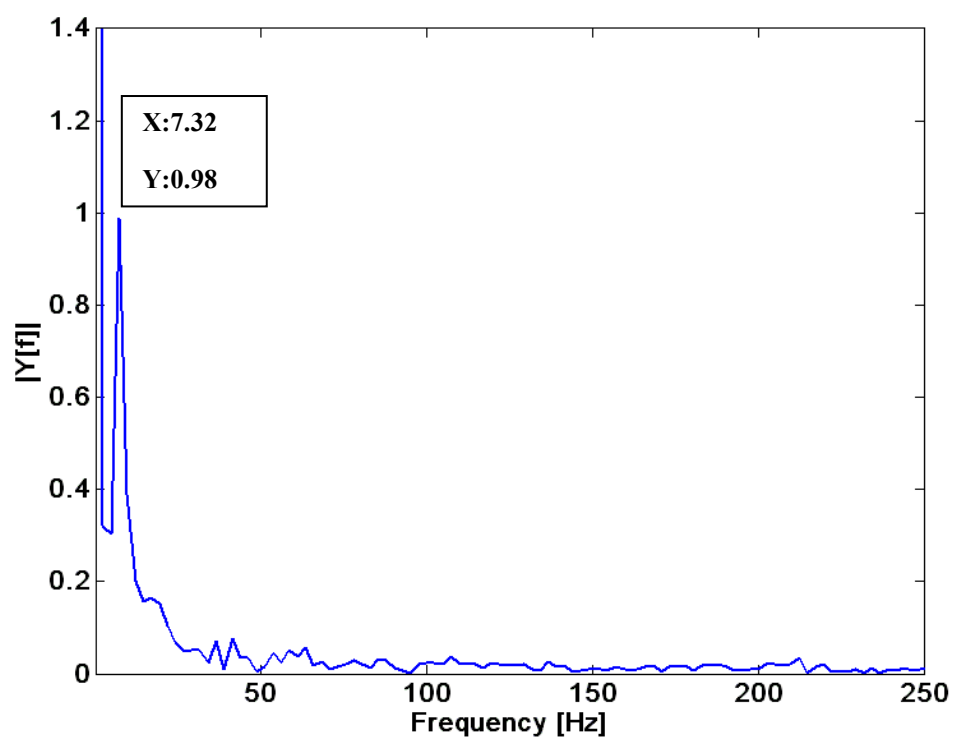
Tabulka 1 – frekvence k poloze pístu hydromotoru

h_k [m]	0,01	0,03	0,06	0,09	0,11	0,15	0,19
f_0 [Hz]	7,8	7,6	7,4	7,3	7,2	7	6,9
ω_0 [s ⁻¹]	49	48	46,8	45,8	45,3	44,3	43,6

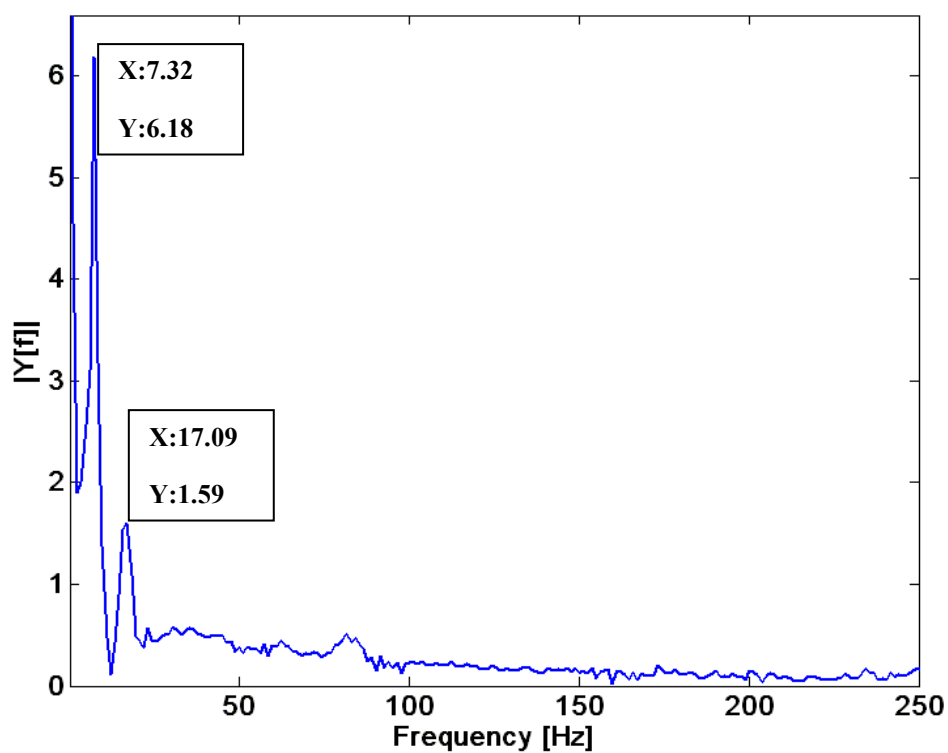
Frekvenční charakteristika z naměřených dat

Kontrolou frekvenčního spektra provedenou Furierovou rychlou transformací fft (skript příloha C pro Matlab) lze identifikovat na obrázku 3.12 frekvenci na hodnotě 7,32 Hz. Vlastní frekvenci u přímočarých hydromotorů je poměrně složité identifikovat z důvodu měnící se frekvence s pohybem pístu. Časový úsek pro vyhodnocení frekvenčního spektra je vybrán s ohledem na tento fakt a frekvence 7,32 Hz může být hledanou vlastní frekvencí hydromotoru.

Žádná další výrazná frekvence se ve spektru nenachází. Otáčková frekvence HG, která by se pohybovala na 24 Hz nebo s přihlédnutím na počet devíti pístků hydrogenerátoru 217 Hz nebyla výrazná.



Obrázek 3.12 Frekvenční spektrum tlaku ve větvi B v ustáleném stavu Obrázek 3.1
v rozmezí 1700 – 2100 ms (4096 vzorků)



Obrázek 3.13 Frekvenční spektrum z časového rozsahu 1200 - 2280 ms
Obrázek 3.1 $p - B$ (8192 vzorků)

4 Simulace hydraulického obvodu

Pro simulaci obvodu je zvolené programové prostředí Matlab Simulink, Simscape, SimHydraulics. Program je vhodný pro rychlé výpočetní jádro a knihovny obsahující mechanické, elektrické, hydraulické bloky s možností propojení prvků a vytvoření složitých systémů. Vytvořením modelu pomocí knihoven lze simulovat skutečný hydraulický obvod a ověřit si chování modelu s reálným obvodem. Model vykazující reakce reálného systému se využije k testování změn a optimalizaci systému. Výhodou je navržení změn systému s následným prověřením funkčnosti bez rizika poškození reálného obvodu.

4.1 Matlab – Simulink

Simulink, jako nástavba Matlabu, umožňuje modelování, simulaci a analýzu dynamických systémů. Vytvářený obvod v tomto prostředí se musí nejdříve matematicky popsat a pomocí bloků, zastupujících matematické operace, propojovat v systémy. Rovněž otevřená architektura programu, dovoluje vytvářet vlastní funkční bloky s možností včlenění do již bohaté výbavy knihoven. Velkou výhodou programu je konstrukce pro různé platformy počítačů a operačních systémů Windows, Linux nebo Macintosh. Program je velice využíván na technických vysokých školách, vědeckých pracovištích, pro názornost a možnost řešení složitých výpočtů a systémů s prezentací výsledků s grafickým výstupem.

4.2 Simscape, SimHydraulics

Začlenění programového prostředí Simscape do Simulinku umožňuje simulaci a modelování fyzikálních systémů mechanické, elektrické, hydraulické a řídicí podstaty. Pomocí grafického editoru lze jednoduše tyto fyzikální systémy propojovat předdefinovanými bloky a vytvářet komplexní zkoumané systémy. Propojené bloky se zadanými vstupními daty ve formě fyzikálních veličin, síly, momentu, tlaku, průtoku, el. proudu, el. napětí atd., program prověří a následně sestaví síť. Zásadní výhodou představuje

automatická tvorba matematického modelu, při které odpadá náročné odvozování matematických vztahů mezi sledovanými veličinami.

Simscape obsahuje základní fyzikální bloky, které dále rozšiřují samostatné knihovny SimMechanics, SimHydraulics, SimDriveline a SimElectronics. Například SimHydraulics obsahuje ve třech hlavních knihovnách více než 75 bloků stavebních prvků od čerpadel až po propojovací konverzní bloky umožňující propojení jednotlivých bloků s bloky programu Simulink.

Simscape rovněž disponuje vlastním programovacím jazykem, založeném na jazyku Matlab. Je vhodný pro tvorbu chybějících prvků knihoven [4], [7], [12].

5 Simulační model v SimHydraulics

Model je sestavený z prvků knihoven Simulink, Simscape a Simhydraulics a představuje věrnou kopii simulovaného systému příčného pohonu výhybky.

Simulační model na obrázku 5.1 je složen z několika bloků, které představují určité prvky montované do jednotlivých celků navzájem propojené s výsledným efektem reálného provedení znázorněného na obrázku 3.1. Takto upravený model je přehlednější a program pracuje rychleji.

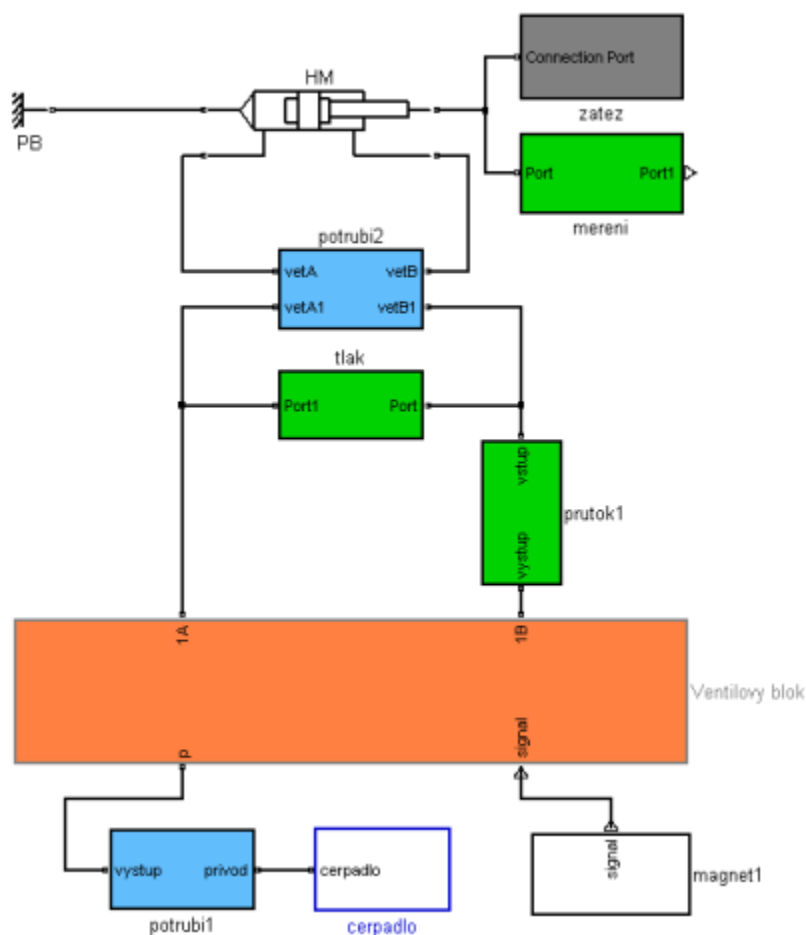
Například rozvodnou kostku představuje blok s názvem Ventilový blok a obsahuje čtyřcestný třípolohový rozváděč, škrťací a zpětné ventily, elektromagnet pro ovládání rozváděče.

Přímočarý hydromotor je označen písmeny HM a skládá se ze sady prvků čtyř jednoduchých pístů, tvořící jeden celek píst, (tlumící plocha jak na straně pístu, tak na straně mezikruží a hlavní plochy pístu), škrťací ventily tlumení, zpětné propojovací ventily vytváří průchodné kanály mezi hlavním přívodem kapaliny a prostorem plochy pístu hydromotoru.

Blok potrubí představuje dopravní potrubí pracovní kapaliny od rozváděče k hydromotoru větve *A* a *B* a je rozděleno na ocelové potrubí a přípojně hadice.

Tlakovou energii v podobě kapaliny zajišťuje blok s názvem Čerpadlo. Skládá se z čerpadla, nádrže, pracovní kapaliny, el. motoru s konstantními otáčkami a převodníkem propojující motor s čerpadlem. Důležitý prvek v tomto bloku je řešitel, bez kterého model nebude pracovat.

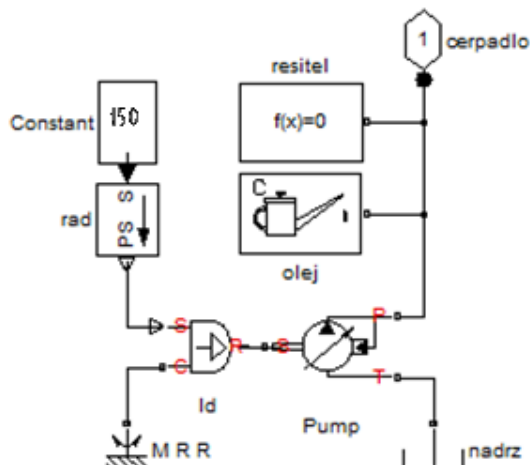
Schéma modelu



Obrázek 5.1 Bloky modelu a jeho propojení

Rozložením modelu na jednotlivé bloky dostaneme přesný popis mikrosystému s nastavenými hodnotami konkrétních prvků. Přesné nastavení prvků jsou uvedené v příslušných tabulkách. Některé prvky nevyžadují žádné nastavení, proto jsou uvedené jenom značky s přesným názvem.

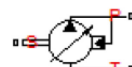
5.1 Subsystem s názvem Čerpadlo



Obrázek 5.2 – Blok subsystému Čerpadlo s jednotlivými prvky

Čerpadlo (Custom Hydraulic Fluid)


Tabulka 2 – Parametry nastavení čerpadla

	Značka bloku Hydrogenerátor		
Maximum displacement	Geometrický objem čerpadla	0,14	l/rev
Setting pressure	Nastavený tlak	$12 \cdot 10^6$	Pa
Pressure regulation range	Tlaková regulace	$10 \cdot 10^5$	Pa
Volumetric efficiency	Průtoková účinnost	0,89	-
Total efficiency	Celková účinnost	0,8	
Nominal pressure	Jmenovitý tlak	$16 \cdot 10^6$	Pa
Nominal angular velocity	Jmenovité otáčky	150	Rad/s
Nominal kinematic viscosity	Jmenovitá kinematická viskozita	$4,6 \cdot 10^{-5}$	m ² /s


Konstanta (Constant)

	Značka bloku Konstanta
---	------------------------

Převodník (Simulink – PS converter)


	Značka bloku Simulink – PS převodník
---	--------------------------------------

Zdroj úhlové rychlosti (Ideal Angular Velocity Source)

	Značka bloku Zdroj úhlové rychlosti
---	-------------------------------------

Kapalina (Custom Hydraulic Fluid)

Tabulka 3 – Parametry nastavení hydraulické kapaliny

	Značka bloku kapalina		
Hydraulic fluid	Hydraulická kapalina	ISO VG 46	
Fluid density	Hustota	910	Kg/m ³
Kinematic viscosity	Kinematická viskozita	4,6.10 ⁻⁵	m ² /s
Relative amount of trapped air	Relativní množství obsaženého vzduchu	0,01	-
Bulk modulus at atm.	Modul pružnosti	2.10 ⁹	Pa


Řešitel (Solver Configuration)

	Značka bloku Řešitel
---	----------------------

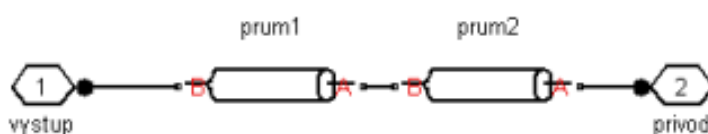
Zásobník kapaliny (Hydraulic Reference)

	Značka bloku Nádrž
---	--------------------

Pevný bod rotačního pohybu (Mechanical Rotation Reference)

	Značka bloku Pevný bod pro rotační pohyb
---	--

5.2 Subsystem Potrubí 1

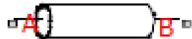


Obrázek 5.3 – Blok subsystému Potrubí 1

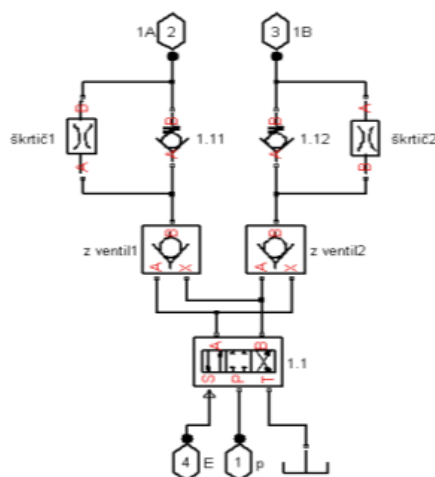
Hydraulické potrubí (Hydraulic Pipeline)

Představuje hydraulické potrubí a je složeno z prvků rezistive tube a prvků Constant Volume Chamber. Pro modely s krátkým potrubím se doporučuje tento prvek [12]. Nastavení přívodních potrubí se liší pouze v průměrech 44, 70 mm a délce 10 a 6 m.

Tabulka 4 – Parametry nastavení potrubí

		Značka bloku potrubí		
Pipe cross section type	typ tvaru průřezů	circular		
Pipe internal diameter	Vnitřní průměr potrubí	44	mm	
Geometrical shape factor	Tvarový součinitel	64	-	
Pipe length	Délka potrubí	10	m	
Aggregate equivalent length of local resistances	Ekvivalentní délka místních ztrát	1	m	
Internal surface roughness height	Drsnost vnitřního povrchu	$1,5 \cdot 10^{-05}$	m	
Laminar flow upper margin	Horní laminární hranice	$2 \cdot 10^3$	-	
Turbulent flow lower margin	Dolní turbulentní hranice	$4 \cdot 10^3$	-	
Pipe wall type	Typ stěny trubky	Rigid	-	
Specific heat ratio	Měrné teplo	1,4	-	

5.3 Subsystem Rozváděč



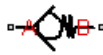
Obrázek 5.4 – Blok subsystému Rozváděč

Představuje soubor prvků prezentující hydraulický ventilový blok. Obsahuje rozváděč, zpětný řízený ventil a škrťací ventil s přemostěním jednosměrným ventilem.

Jednosměrný ventil (Chek Valve)

Prvek realizuje průtok v jednom směru za nastavitelných v tabulce uvedených hodnotách.


Tabulka 5 – Parametry nastavení jednosměrného ventilu

	Značka bloku Jednosměrný ventil		
Maximum passage area	Maximální průtočná plocha	450	mm ²
Cracking pressur	Otevírací tlak	$5 \cdot 10^4$	Pa
Maximum opening presure	Tlak pro maximální otevření	$2 \cdot 10^5$	Pa
Flow discharge coefficient	Výtokový součinitel	0,7	
Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo č.	12	
Leakage area	Průtočná plocha lekaže	$1 \cdot 10^{-11}$	m ²

Rozváděč (Way Directionel Valve)

Pomoci tohoto prvku lze realizovat veškeré typy rozváděčů od jednoduchých, proporcionálních nebo regulačních, z různými středovými polohami šoupátka s možností nastavení rozličné charakteristiky průtoků.


Tabulka 6 – Parametry nastavení rozváděče

	Značka bloku Rozváděč		
Model parameterization	Model parametrizace	By maximum aera opening	
Valve passage maximum area	Maximální průtočný průřez ventilu	450	mm ²
Valve maximum opening	Maximální otevření ventilu	5	mm
Flow discharage coefficient	Průtokový součinitel	0,08	
Orifrice P-A, P-B initial opening	Počáteční otevření ventilu	0	m
Orifrice A-T; B-T initial opening	Počáteční otevření ventilu	2,2	mm
Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo č.	12	-
Leakage area	Průtočná plocha lekaže	$9 \cdot 10^{-12}$	m ²

Jednosměrný řízený ventil (Pilot-Operated Check Valve)


Prvek realizuje průtok v jednom směru za nastavitelných v tabulce uvedených hodnotách. Oproti jednoduchého zpětného ventilu je otevření zajištěné ovládacím signálem.

Tabulka 7 – Parametry nastavení jednosměrného řízeného ventilu

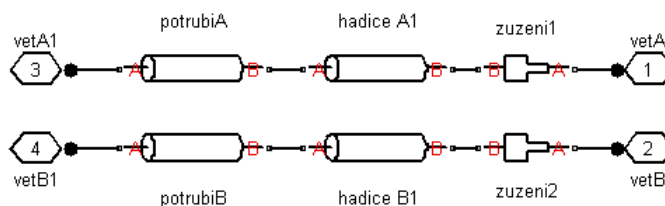
	Značka bloku Jednosměrný řízený ventil		
Maximum passage area	Maximální průtočná plocha	450	mm ²
Cracking pressur	Otevírací tlak	$1,5 \cdot 10^4$	Pa
Maximum opening presure	Tlak pro maximální otevření	$4 \cdot 10^5$	Pa
Pilot ratio	Poměr ploch	50	
Flow discharge coefficient	Výtokový součinitel	0,7	
Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo č.	12	
Leakage area	Průtočná plocha lekaže	$1 \cdot 10^{-5}$	m ²

Škrticí ventil (Fixed Orifice)

Tabulka 8 – Parametry nastavení škrticího ventilu

	Značka bloku Škrticí ventil		
Orifice area	Průtočná plocha	$1,3 \cdot 10^{-5}$	m ²
Flow discharge coefficient	Počáteční deformace	0,7	
Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo číslo	12	

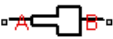
5.4 Subsystem Potrubí 2



Obrázek 5.5 – Blok Potrubí 2

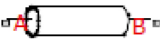
Místní ztráta zúžení (Sudden Area Change)

Tabulka 9 – Parametry nastavení zúžení

	Značka bloku Zúžení		
Small diameter	Malý průměr	0,015	mm
Large diameter	Velký průměr	0,03	mm
Model parameterization	Parametr modelu	Empirická formulace	
Correction coefficient	Koeficient korekce	1	
Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo číslo	110	

Potrubí A, B (Hydraulic Pipeline)

Tabulka 10 – Parametry nastavení potrubí větve A a B

	Značka bloku Potrubí		
Pipe cross section type	Typ tvaru průřezů	circular	
Pipe internal diameter	Vnitřní průměr potrubí	36	mm
Geometrical shape factor	Tvarový součinitel	64	-
Pipe length	Délka potrubí	4	m
Aggregate equivalent length of local resistances	Ekvivalentní délka místních ztrát	2	m
Internal surface roughness height	Drsnost vnitřního povrchu	$1,5 \cdot 10^{-05}$	m
Laminar flow upper margin	Horní laminární hranice	$2 \cdot 10^3$	-
Turbulent flow lower margin	Dolní turbulentní hranice	$4 \cdot 10^3$	-
Pipe wall type	Typ stěny trubky	Flexible	-
Static pressure-diameter constant	Koeficient statického tlaku	$5,9 \cdot 10^{-13}$	
Viscoelastic process time constant	Časová konstanta v. procesu	0,01	
Specific heat ratio	Měrné teplo	1,4	-

Výpočet koeficientu statického tlaku [7]

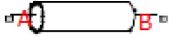
$$K_p = \frac{d}{E_M} \cdot \left(\frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} + \nu \right) \quad [m \cdot Pa^{-1}] \quad (5.1)$$

$$K_p = \frac{0,036}{2,1 \cdot 10^{11}} \cdot \left(\frac{0,05^2 + 0,036^2}{0,05^2 - 0,036^2} + 0,3 \right) = 5,9 \cdot 10^{-13} \quad m \cdot Pa^{-1}$$

D	vnější průměr potrubí	0,05	[m]
d	vnitřní průměr potrubí	0,036	[m]
E_M	modul pružnosti oceli	$2,1 \cdot 10^{11}$	[Pa]
ν	Poissonovo číslo pro materiál potrubí, ocel	0,3.	

Nastavení pružného potrubí (hadice)

Tabulka 11 – Parametry nastavení pružného potrubí větve A a B

		Značka bloku Potrubí		
Pipe cross section type	Typ tvaru průřezů	circualr		
Pipe internal diameter	Vnitřní průměr potrubí	30	mm	
Geometrical shape factor	Tvarový součinitel	64	-	
Pipe length	Délka potrubí	1	m	
Aggregate eguivalent length of local resistances	Ekvivalentní délka místních ztrát	2	m	
Internal surface roughness height	Drsnost vnitřního povrchu	$1,5 \cdot 10^{-05}$	m	
Laminar flow upper margin	Horní laminární hranice	$2 \cdot 10^3$	-	
Turbulent flow lower margin	Dolní turbulentní hranice	$4 \cdot 10^3$	-	
Pipe wall type	Typ stěny trubky	Flexibile	-	
Static pressure-diameter constant	Koeficient statického tlaku	$1,3 \cdot 10^{-11}$		
Viscoelastic process time constant	Časová konstanta v. procesu	0,01		
Specific heat ratio	Měrné teplo	1,4	-	

Výpočet koeficientu statického tlaku pro hadice

$$K_p = \frac{d}{E_M} \cdot \left(\frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} + \nu \right) \quad [m \cdot Pa^{-1}] \quad (5.2)$$

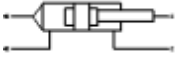
$$K_p = \frac{0,025}{5,2 \cdot 10^9} \cdot \left(\frac{0,04^2 + 0,025^2}{0,04^2 - 0,025^2} + 0,5 \right) = 1,33 \cdot 10^{-11} \quad m \cdot Pa^{-1}$$

D	vnější průměr potrubí	0,04	[m]
d	vnitřní průměr potrubí	0,025	[m]
E_M	modul pružnosti gumy	$5,2 \cdot 10^9$	[Pa]

ν Poissonovo číslo pro materiál potrubí, guma 0,5.

5.5 Hydromotor HM

Tabulka 12 – Parametry nastavení hydromotoru

	Značka bloku Hydromotoru		
Area A	Plocha A	0,0138	m ²
Chshion area A	Tlumící plocha A	0,00159	m ²
Area B	Plocha B	0,0083	m ²
Chshion area B	Tlumící plocha B	0,000726	m ²
Cushioning orifice area	Plocha škrťacího ventilu tlumení	3.10 ⁻⁶	m ²
Piston stroke	Délka zdvihu	0,195	
Piston initial position	Iniciační pozice pístu	0	m
Contact stiffness	Kontaktní tuhost	4,1.10 ⁸	Nm ⁻¹

Příklad výpočtu tuhosti hydromotoru k

$$k = k_1 + k_2 = \frac{S_K^2 \cdot K}{V_1} + \frac{S_R^2 \cdot K}{V_2} = \frac{S_K^2 \cdot K}{S_K \cdot h_k} + \frac{S_R^2 \cdot K}{S_R \cdot (H - h_k)} \quad [N \cdot m^{-1}] \quad (5.3)$$

$$k = \frac{0,0153^2 \cdot 2,1 \cdot 10^9}{0,0153 \cdot 0,11} + \frac{0,00903 \cdot 2,1 \cdot 10^9}{0,00903 \cdot (0,195 - 0,11)}$$

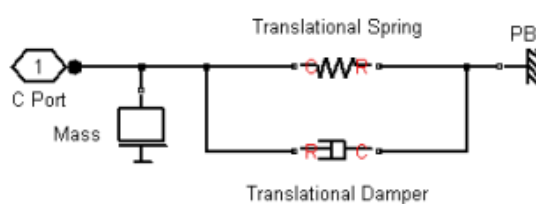
$$k = 5,1 \cdot 10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

h_K poloha minimálního kmitání 0,11 [m]

H zdvih hydromotoru 0,195 [m]

$V_{1,2}$ objemy hydromotoru, strana pístu, pístnice [m³]

5.6 Subsystem Zátěž




Obrázek 5.6 – Blok subsystému Zátěž

Soubor prvku představuje hydraulickou kapacitu, odpor proti zrychlení a odpor proti deformaci.


Hmotnost (Mass)

Tabulka 13 – Parametry nastavení hmotnosti

	Značka bloku Hmotnost		
Mass	hmotnost	50000	kg
Initial velocity	Počáteční rychlost	0	m/s

Pružina (Translation Spring)


Tabulka 14 – Parametry nastavení pružiny

	Značka bloku Pružina		
Spring rate	Tuhost pružiny	3000	N/m
Initial deformation	Počáteční deformace	0	m

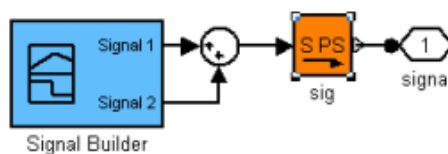
Tlumení (Translation Damper)

znázorňuje tlumení (odpor proti pohybu)

Tabulka 15 – Parametry nastavení tlumení

	Značka bloku Tlumení		
Damping coefficient	Koeficient tlumení	710	N/(m/s)

5.7 Subsystem Signál

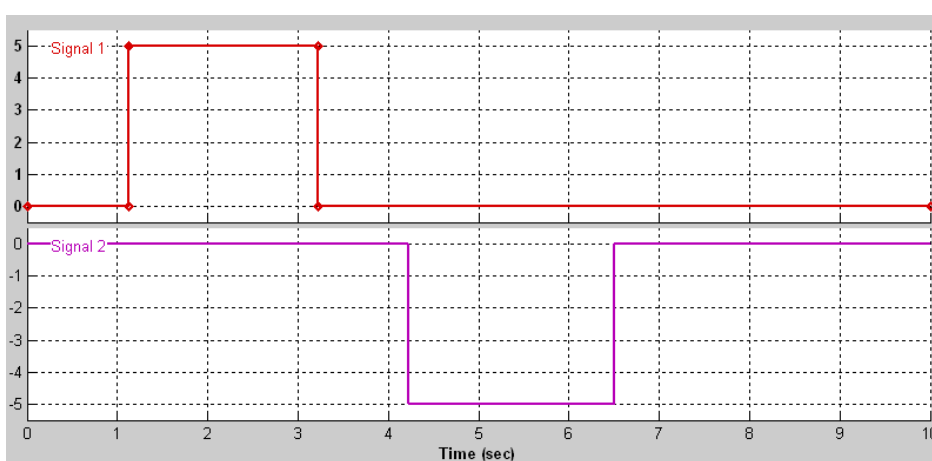
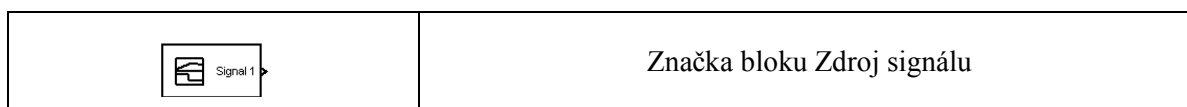


Obrázek 5.7 – Blok subsystému Signál

Představuje blok s modelovou křivkou průběh u řídicího signálu, součtového členu a převáděče bezrozměrného na fyzický signál.

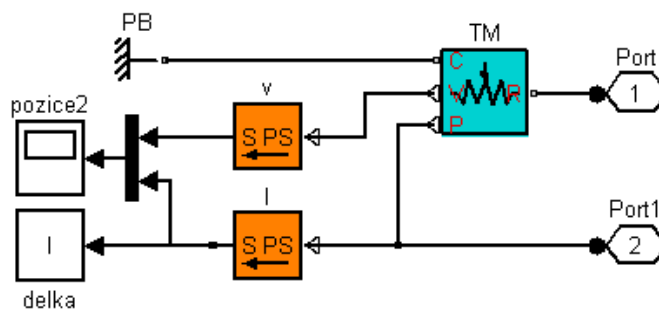
Zdroj signálu (Signal Builder)

Zde je možné tvarovat řídicí signál, rovněž lze volit počet výstupních signálů.




Obrázek 5.8 – Signál

5.8 Subsystem Měření



Obrázek 5.9 – Blok Měření a jeho prvky

Pevný bod (Mechanical Translational Reference)

	Referenční bod
---	----------------


Ideální snímač polohy (Ideal Translational Motion Sensor)

	Senzor pohybu
---	---------------

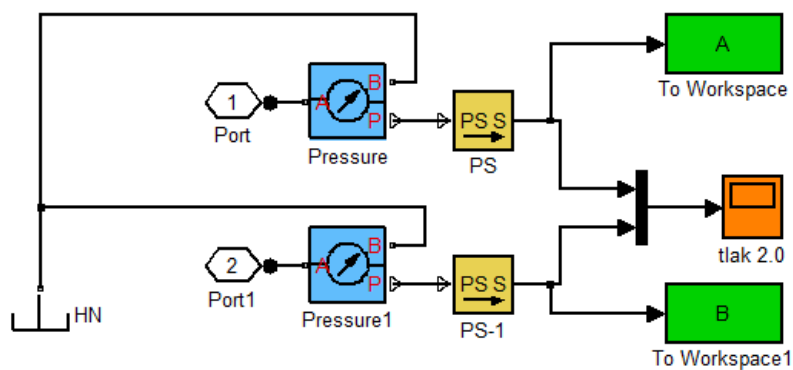
Vykreslování grafů (Scope)

	Scope - vykreslení grafu
---	--------------------------

Mux


	Mux - spojení dvou a více signálů
---	-----------------------------------

5.9 Subsystem Tlak

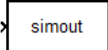


Obrázek 5.10 – Blok měření tlaku a jeho prvky

Manometr (Ideal pressure)

	Měření tlaku
---	--------------

Zápis dat (To Workspace)

	Převod hodnot do proměnné Matlabu
---	-----------------------------------

6 Simulace dynamických vlastností

Model je značně zjednodušen, ale i tak představuje podstatu reálného hydraulického obvodu výhybky. Záměrně se zanedbává jiné obvody hydraulického systému, které nemají až tak velký vliv na skutečný modelovaný obvod. Měření tlaku v modelu odpovídá místu skutečného měření v reálném systému.

Sestavený model se zadanými parametry prvků viz tabulky a nastaveným výpočetním konfiguračním algoritmem v menu Configuration parameters lze podrobit testování. Ve výpočetním nastavení můžeme volit délku simulace a hlavně numerickou metodu řešení diferenciálních rovnic. Zvolené nastavení je pro obyčejné diferenciální rovnice pod názvem ode15s stiff/NDF. V průběhu výpočtu a ladění modelu program umožňuje sledovat vhodnými předdefinovanými bloky průběh tlaků, průtoků, rychlosti a polohy. Vsazením bloků do inkriminovaných nebo kritických míst obvodu lze provést kontrolu v reálném čase. Získané data lze následně vykreslit v grafech, vyhodnotit a provést potřebné změny. Výsledkem bylo dosažení co nejpřesnějšího průběhu tlaku modelu se skutečně naměřenými hodnotami.

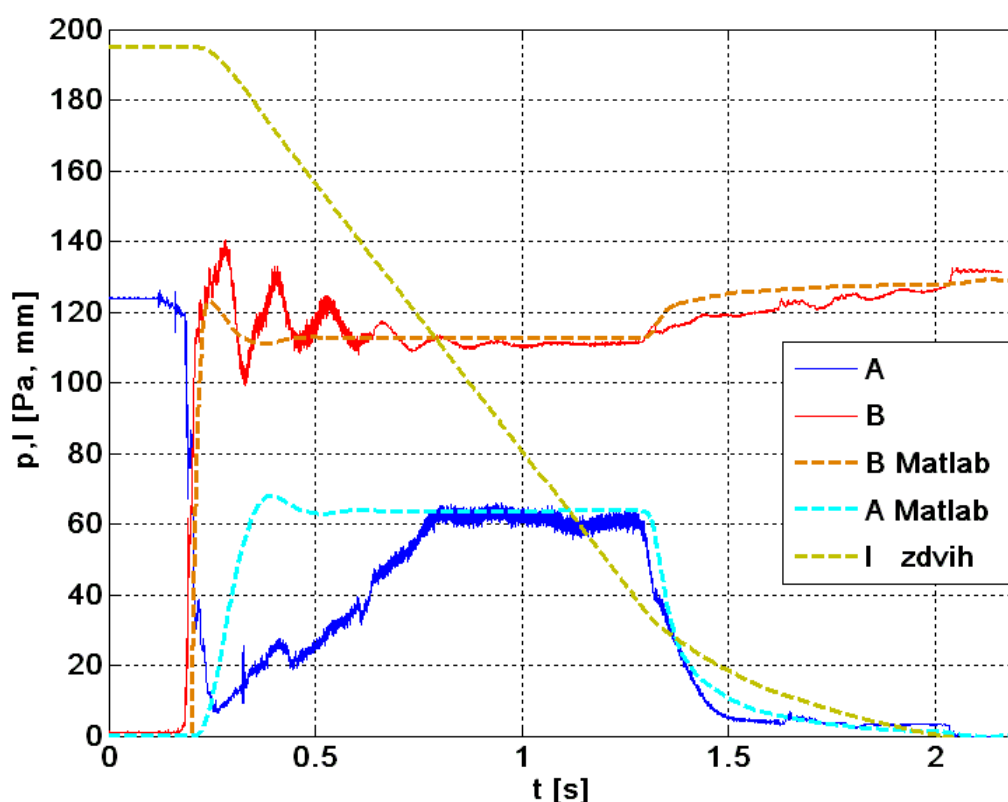
V kapitole 3.5 Vlastní frekvence je proveden výpočet frekvence v různých polohách pístu hydromotoru. Tyto frekvence lze porovnat s vzniklými frekvencemi v modelu, kdy rozváděč se po předchozím otevření uvede do nulové polohy. Vznikne tak hydraulický ráz tedy přechodová charakteristika. Z ní se určí dle obrázku 3.6 doba kmitu a dle vztahu (3.17) vypočte frekvence v závislosti na poloze pístu. Nutno dodat, že model byl upraven pro tento účel v nastavení rozváděče, to je nulová průchodnost ve všech kanálech ve středové poloze šoupátka. Výsledky testování jsou uvedené v tabulce 16. Testování bylo provedeno několikrát a odečtené hodnoty doby kmitu z přechodových charakteristik byly zprůměrovány.

Tabulka 16 – Porovnání frekvencí výpočet - model

Zdvih [mm]	f_0 výpočet [Hz]	f_0 model [Hz]	f_0 měření [Hz]
90	7,3	7,5	7,2
110	7,2	7,5	
160	7	7,1	
180	6,9	6,8	

7 Porovnání skutečných a modelových dat

Výsledky simulace modelu vysouvání a zasouvání pístnice s nastavenými parametry byly porovnány se skutečnými. Úpravou hodnoty obsahu vzduchu vznikl průběh znázorněný na obrázku 7.1 a obrázku 7.2. Graf na obrázku 7.1 znázorňuje zasouvání pístnice. Přerušovaná křivka vypočtená v SimHydraulics označená *A Matlab* odpovídá a kopíruje průběh tlaku na pístu před škrťacím ventilem. Ve skutečném provedení představující modrou křivku s označením *A*. Červená křivka s názvem *B* představuje skutečný průběh tlaku ze strany pístnice (zasouvání pístnice), křivka vypočtená v modelu (světle hnědá barva) *B Matlab* sice vykazuje rozběhovou charakteristiku, ale nevykazuje kmitavý průběh.



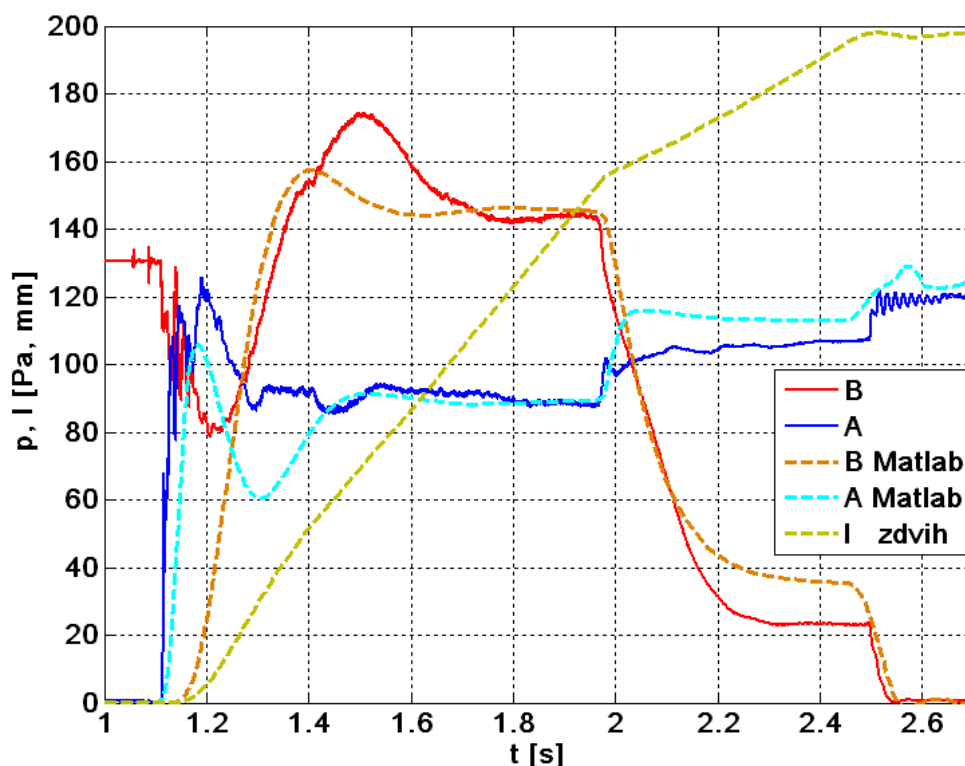
Obrázek 7.1 Průběhy tlaků při zasouvání pístnice

Vzniklý stav může mít několik příčin. Po rozdílném průběhu tlaku v přechodové charakteristice mezi modelem a skutečností byla provedena důsledná kontrola zařízení, kde byla identifikována vůle v čepu spojující hydromotor s výhybkou a rovněž zjištěné trhavé

otáčení pojezdového kola (zřejmě poškozené ložisko). Tato skutečnost může ovlivnit předpokládaný průběh tlaků.

Zelenožlutá barva představuje zdvih hydromotoru v modelu, v reálném systému je poloha hlídána pomocí indukčních čidel v koncových polohách, které ale nebyly snímány. Polohu lze jednoduše identifikovat v koncových polohách v průbězích tlaku, kdy na jedné straně poklesne tlak na nulu a na druhé straně dosáhne pracovního tlaku.

Opačný směr pohybu výhybky vysouvání pístnice může být rovněž ovlivněn vůlí v čepu, zřetelně lze vysledovat na modré křivce ve vrcholu přechodové charakteristiky mírný propad tlaku. Taktéž počátek ustáleného stavu vykazuje dvě menší prohlubně, které na modelu představuje jeden větší propad tlaku. I zde lze vysledovat ovlivněný průběh.



Obrázek 7.2 Průběh tlaků při vysouvání pístnice

Tlak vzniklý v mezikruží na škrtícím ventilu, hnědá přerušovaná barva *B Matlab*, kopírující červenou křivku reálného systému s malým rozdílem. Rovněž přerušovaná křivka *A Matlab* kopíruje modrou křivku skutečného tlaku snímaného v měřícím místě *M1*, která představuje přivedený tlak na píst.

Obrázek 7.2 s vykreslenými tlaky modelu ve větší části představuje skutečné průběhy z naměřeného systému. Vzhledem k průběhům tlaků z obrázků 7.1 a 7.2 a porovnání frekvencí Tabulka 16 lze uvažovat model za postačující a navrhované změny podrobit testování. Výsledek dynamického chování pozměněného systému lze podrobit analýze a případné nedostatky odstranit.

Pro informaci o pasivních odporech v systému je sestavena rovnice s výpočtem.

Rozběh a brzdění matematickým vyjádřením za předpokladu nestlačitelné kapaliny

Pohybová rovnice [8]

$$F_p - F_z - \sum_{i=1}^n F_i = m \cdot a \quad (6.1)$$

F_p	síla pohonu		[N]
F_z	síla zátěže		[N]
m	hmotnost	50000	[kg]
a	zrychlení		[m.s ⁻²]
F_i	pasivní odpory např. ve válci stick-slip a jsou zahrnuté ve válivém tření ζ .		

Rovnice pro rovnovážný stav

$$F_p - F_z - \sum_{i=1}^n F_i = m \cdot a \Rightarrow a = 0 \quad (6.2)$$

$$F_p - F_z - \sum_{i=1}^n F_i = 0$$

$$S_K \cdot p_1 - S_R \cdot p_2 - \frac{m \cdot g \cdot \zeta}{r} = 0$$

S_K	plocha pístu		[m ²]
S_R	plocha mezikruží		[m ²]
p_1	pracovní tlak na píst	6	[MPa]
p_2	pracovní tlak na mezikruží	11,1	[MPa]
r	poloměr kola	0,3	[m]

g tíhové zrychlení 9,81 [N.kg⁻¹]

Pracovní tlaky odpovídají průběhu zasouvání pístnice Obrázek 3.3

Určení hodnoty koeficientu válivého tření v poloze nulového zrychlení $a = 0$

$$S_K \cdot p_1 - S_R \cdot p_2 - \frac{m \cdot g \cdot \xi}{r} = 0 \quad (6.3)$$

$$\xi = \frac{(S_K \cdot p_1 - S_R \cdot p_2) \cdot r}{m \cdot g}$$

$$\xi = \frac{\left[\left(\frac{\pi \cdot 0,14^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0,09^2}{4} \right) \cdot 111 \cdot 10^5 - \left(\frac{\pi \cdot 0,14^2}{4} \cdot 60 \cdot 10^5 \right) \right] \cdot 0,3}{50000 \cdot 9,81} = 0,0048$$

Vyjádření a výpočet zrychlení a

Výpočet je proveden pomocí základní rovnice (6.2) kdy předpokládám největší hodnotu zrychlení v maximálním tlaku tj. v nejvyšším místě amplitudy.

$$S_1 \cdot p_1 - S_2 \cdot p_2 - \frac{m \cdot g \cdot \xi}{r} = m \cdot a \quad (6.4)$$

$$a = \frac{S_1 \cdot p_1 - S_2 \cdot p_2 - \frac{m \cdot g \cdot \xi}{r}}{m}$$

$$a = \frac{\left(\frac{\pi \cdot d_m^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \right) \cdot p_1 - \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot p_2 - \frac{m \cdot g \cdot \xi}{r}}{m}$$

$$a = \frac{\left(\frac{\pi \cdot 0,14^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0,09^2}{4} \right) \cdot 136 \cdot 10^5 - \frac{\pi \cdot 0,14^2}{4} \cdot 10 \cdot 10^5 - \frac{50000 \cdot 9,81 \cdot 0,006}{0,3}}{50000}$$

$$a = 2,07 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Hodnota zrychlení se vztahuje k jednomu hydromotoru. V systému s dvěma hydromotory zapojenými viz obrázek 1.3 bude zrychlení dvojnásobné.

8 Návrh obvodu s proporcionálním rozvaděčem

Předpokladem optimalizace systému je dokonalejší polohování výhybky v průběhu průchodu sochoru a rovněž odstranění nežádoucích kmitů v hydraulickém systému. Sochor se pohybuje ve výhybce malou rychlostí, tudíž není třeba uvažovat o rychlé regulaci s rychlými a drahými servoventily. Dostačující parametry řízení vykazují proporcionální rozváděče WRE popřípadě regulační WRS nebo WRPEH od fa Rexroth.

Nabízí se možnost nahrazení dvou proporcionálních rozváděčů a dvou hydromotorů jedním rozváděčem s jedním hydromotorem s dvojnásobným zdvihem (lze použít i stávající hydromotory). Tato varianta umožňuje montáž rozváděče přímo na hydromotor a tím se odstraní nežádoucí mrtvé objemy kapaliny ve větvích *A* a *B*. Regulace takto navrženého obvodu zlepší dynamické vlastnosti a odpadne komplikovanější regulace jednoho pohybu dvěma hydromotory s dvěma rozvaděči.

Zadavatel vymezil možnosti inovace pouze na změnu rozváděče, proto návrh obvodu bude proveden ve dvou variantách. První varianta se týká pouhé záměny rozváděčů a druhá inovace systému s jedním rozvaděčem umístěným přímo na hydromotoru.

Pro návrh změny rozvaděče v modelu je potřeba znát charakteristiku použitého rozváděče.

8.1 Volba rozvaděče varianta 1

Zdvih hydromoturu musí proběhnout v požadovaném časovém intervalu, který je vidět na obrázku 3.3 a obrázku 3.5 kde je potřebný čas odečten s hodnotou pro vysouvání 2,5 a zasouvání 2 sekundy. Po konzultaci s technickým pracovníkem válcoven je potřebný čas sjednocen na 2,5 sekundy.

Návrh průběhu rychlosti

Časovou konstantu periodického signálu vypočítáme s vlastní kruhové frekvence

$$T_0 = \frac{1}{\omega_0} = \frac{1}{45,29} = 0,022 \text{ s} \quad (8.1)$$

Kde kruhovou frekvenci omega dosadíme ze vztahu (3.18).

Budící časová konstanta

Musí být 3 x větší než časová konstanta T_0 , aby nevznikala rezonance.

$$T_B = 3 \cdot T_0 = 3 \cdot 0,022 = 0,066 \text{ s} \quad (8.2)$$

Minimální doba rozběhu a brzdění

Doba rozběhu a brzdění se volí jako několikanásobek časové konstanty T_B [8]

$$t_r = t_{b1} = 6 \cdot T_B = 6 \cdot 0,066 = 0,396 \text{ s} \quad (8.3)$$

Dobu rozběhu a brzdění stanovují na $t_r = t_b = 0,4 \text{ s}$ sekundy

Velikost ustálené rychlosti v_I

Nejdříve se vypočítá čas pro ustálenou rychlost

$$t_{u1} = t_{c1} - 2 \cdot t_r = 2,5 - 2 \cdot 0,4 = 1,7 \text{ s} \quad (8.4)$$

Ustálená rychlost $v_{I,2}$

$$h = \frac{1}{2} v_{u1} \cdot t_{r1} + v_{u1} \cdot t_{u1} + \frac{1}{2} v_{u1} \cdot t_{b1} = v_{u1} \cdot (t_{r1} + t_{u1}) \Rightarrow v'_{u1} = \frac{h}{t_{r1} + t_{u1}} \quad (8.5)$$

$$v'_{u1} = \frac{0,195}{0,4 + 1,7} = 0,092 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet zrychlení

$$a_1 = \frac{v'_{u1}}{t_{r1}} = \frac{0,092}{0,4} = 0,23 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (8.6)$$

Zrychlení podle doporučení nemá v běžných aplikacích překročit 8 až 10 m.s⁻² [8]

Výpočet tlakové rezervy

$$\Delta p_{rz1} = p_r - \Delta p_z = 13 - 0,87 = 12,13 \text{ Mpa} \quad (8.7)$$

p_r	pracovní tlak	13	[MPa]
-------	---------------	----	-------

Δp_z potřebný tlak pro pohyb zátěže se vypočte z měřených hodnot a F_z představuje potřebnou sílu pro pohyb válečkového dopravníku. Je dána rozdílem sil na pracovních plochách hydromotoru v ustáleném stavu a vychází ze základní pohybové rovnice (6.1).

$$F_p - F_z - \sum_{i=1}^n F_i = 0 \quad (8.8)$$

$$F_z = S_R \cdot p_2 - S_K \cdot p_1 \Rightarrow S_R \cdot \Delta p_z = S_R \cdot p_2 - S_K \cdot p_1$$

$$\Delta p_z = \frac{S_R \cdot p_2 - S_K \cdot p_1}{S_R}$$

$$\Delta p_z = \frac{0,009 \cdot 11,1 \cdot 10^6 - 0,0153 \cdot 6 \cdot 10^6}{0,009} = 873913 \text{ Pa} = 0,87 \text{ MPa}$$

Odečtené hodnoty tlaku viz Obrázek 3.3

p_1	6	[MPa]
-------	---	-------

p_2	11,1	[MPa]
-------	------	-------

Výpočet průtoku při rychlosti vysouvání pístnice

$$Q_1 = v'_u \cdot S_K = 0,092 \cdot 0,015 = 0,00146 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 84,9 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (8.9)$$

Zasouvání pístnice

$$Q_2 = v'_u \cdot S_R = 0,092 \cdot 0,009 = 0,000831 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 49,8 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (8.10)$$

Výběr rozváděče

Návrh je vypracován s ohledem na přání zhotovitele pro co nejmenší zásah do konstrukce systému a pro polohování výhybky v toleranci 2 mm. Proto nebyla provedena žádná změna v systému kromě výměny jednoduchého rozváděče za proporcionální. Předpokládá se montáž rozváděče na stávající rozvodnou kostku se stejnými připojovacími parametry tedy konstrukční velikosti 16. Tato velikosti rozváděče je konstruována na několikanásobně větší průtoky, než vyplývá ze vztahu (8.9) a (8.10). Proto byl výběr omezen na konstrukční řadu NG 10 a přechod zprostředkuje přechodová mezideska s typovým označením HSE 16B10A001-3X M01. Pro přesnější řízení polohy je zvolen proporcionální rozváděč se zpětnou vazbou polohy šoupátka typu WRSE 10V1253X/G24K0/F1V fa Bosh Rexroth (příloha F). Zajištění polohy při ztrátě elektrické energie se provede ventilovou deskou typu M-Z4SE10E 1X, která je opatřena elektromagnetickými sedlovými ventily. Tyto ventily zajistí stálou polohu v klidu nebo v době výpadku el. energie. Nedílnou součástí navrženého obvodu je odměřování polohy, na které záleží přesnost polohování. Musí být několikanásobně přesnější než tolerance požadované polohy. Upevnění je nutné provést s ohledem na přesné odměřování bez zbytečných nepřesností. Vhodným snímačem polohy je idnuktostrikční snímač fa Balluff nebo Temposonics.

Specifikace prvků

Proporcionální rozváděč WRSE 10V1253X/G24K0/F1V

Výrobce Bosch Rexroth

Jmenovitá velikost NG 10

Rozvaděč představuje regulační ventil vhodný pro polohovou regulaci diferenciálního hydromotoru pro svou konstrukci šoupátka, s negativním překrytím

a kontrolou polohy šoupátka. Výběr proporcionálního rozvaděče vycházel z vypočteného průtoku z rovnice (8.9) a (8.10) a tlakového spádu ze vztahu (8.7).

Mezideska M-Z4SE10E 1X

Výrobce Bosh Rexroth

Jmenovitá velikost NG 10

Mezideska HSE 16B10A001-3X M01

Výrobce Bosh Rexroth

Jmenovitá velikost NG 10

Snímač polohy RH M500D60A01

Výrobce Temposonics

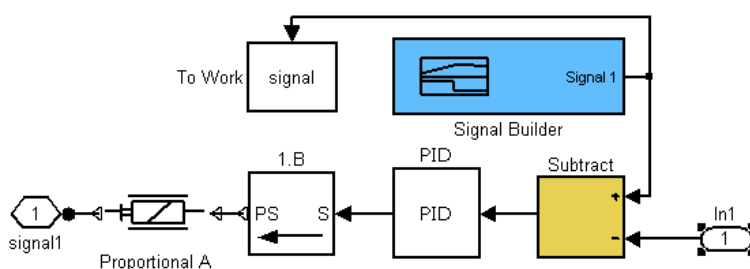
Přesnost < 0,01%

Opakovatelnost < 0,001%

Hystereze < 4μm

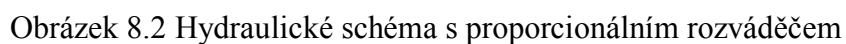
8.1.1 Model s proporcionálním rozváděčem

Původní model je pozměněn ve ventilovém bloku v maximální průtočné ploše a zdvihu rozvaděče. Šoupátko je nastaveno s negativním krytím, které je doporučováno pro regulaci na požadovanou polohu. Rovněž jsou vynechané škrtící a zpětné ventily.



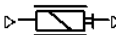
Obrázek 8.1 Subsystem Regulation

Schéma s proporcionálním rozváděčem




Proporcionální pohon ventilu a servoventilu

Tabulka 17 – Parametry nastavení Proporcionálního pohonu


	Značka bloku Proporcionální pohon		
Gain	Zisk	36	1
Time constant	Časová konstanta	0,04	s
Saturation	Nasycení	0,0006	1

Rozváděč


	Značka bloku Rozváděč		
Model parameterization	Model parametrizace	By maximum aera opening	
Valve passage maximum area	Maximální průtočný průřez ventilu	150	mm ²
Valve maximum opening	Maximální otevření ventilu	3	mm
Flow discharge coefficient	Průtokový součinitel	0,08	
Orifice P-A, P-B initial opening	Počáteční otevření ventilu	0,1	m
Orifice A-T; B-T initial opening	Počáteční otevření ventilu	0,1	mm
Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo č.	12	-
Leakage area	Průtočná plocha lekaže	$9 \cdot 10^{-12}$	m ²

PID regulátor

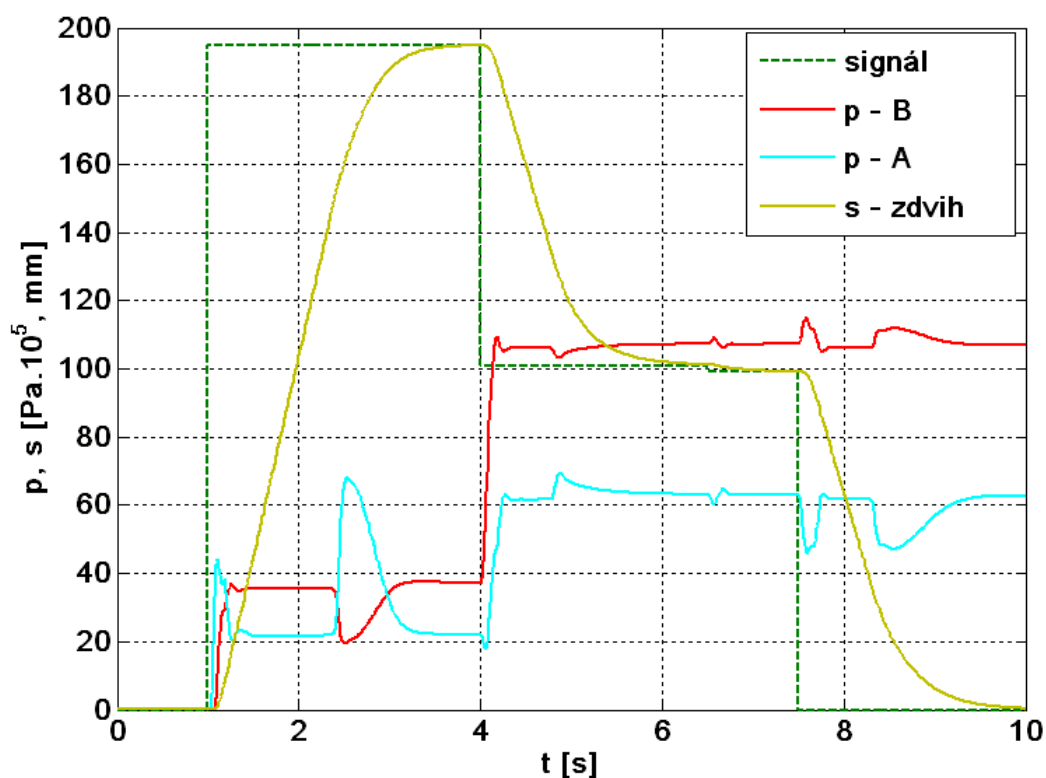
Tabulka 18 – Parametry nastavení PID regulátoru

	Značka bloku Regulátotr		
Proportional gain	Proporcionální složka	0,00018	
Integral gain	Integrační složka	0	
Derivate gain	Derivační složka	0	
Time constatn	Časová konstanta	0	s
Output limits	Výstupní limit	[100-100]	
Output initial value	Výstupní iniciační hodnota	0	
Sample time	Čas	0,05	s

Součtový člen

	Značka bloku Součtový člen
---	----------------------------

Model byl podroben testování se zmíněnými změnami. Průběhy tlaků a polohy v časové závislosti jsou na obrázku 8.3.



Obrázek 8.3 Tlakový průběh s použitím proporcionálního rozváděče

Signál představuje požadovanou změnu v podání zelené čárkované čáry signál. V reakci na signál proběhne nárůst tlaku ve větvi *A* (plná plocha pístu) a nastává přesun výhybky na požadovanou polohu, kterou znázorňuje žlutozelená křivka (zdvih). Pro vhodnější pozorování reakce systému na změnu polohy je signál proveden ve třech požadovaných rozměrech. Žlutozelená křivka zdvihu dosahuje maximálního požadovaného rozměru cca 2,5 sekundy, což odpovídá zadanému časovému limitu. Model byl testován pro různé délky dráhy s dobrými výsledky pro potřeby provozu. Přesnost polohování se

pohybovala v rozsahu 1 milimetru u ideálního snímače dráhy a použitého regulátoru, který byl nastaven jen pro ilustrační vykreslení křivek.

8.2 Volba rozváděče varianta 2

Obvod v této variantě obnáší zhotovení rozvodné kostky s propojením pracovních ploch přímo na tandemu hydromotorů. Přívodní potrubí lze využít stávající větve *A* a *B* hydromotoru. Umístění rozváděče na hydromotor umožní odstranit objemy kapalin pracovních větví a tím zvýšit vlastní frekvenci systému.

Vlastní frekvence bez přívodních potrubí se určí v poloze minimálního kmitání [6].

$$h_K = \frac{\left(\frac{S_R \cdot H}{\sqrt{S_R^3}} + \frac{V_{LR}}{\sqrt{S_R^3}} - \frac{V_{LK}}{\sqrt{S_K^3}} \right)}{\left(\frac{1}{\sqrt{S_R}} + \frac{1}{\sqrt{S_K}} \right)} [m] \quad (8.11)$$

$$h_K = \frac{\left(\frac{0,00903 \cdot 0,39}{\sqrt{0,00903^3}} \right)}{\left(\frac{1}{\sqrt{0,00903}} + \frac{1}{\sqrt{0,01539}} \right)} = 0,22 \text{ m}$$

h_K poloha minimálního kmitání

V_{LR} objem vedení na straně mezikruží se zanedbává

V_{LK} objem vedení na straně pístu se zanedbává

Vlastní frekvence varianta 2 [6], [8]

$$f_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{m}} = \sqrt{\frac{E \cdot S_K^2}{m \cdot V_1} + \frac{E \cdot S_R^2}{m \cdot V_2}} \quad (8.12)$$

$$f_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^9 \cdot 0,01539^2}{50000 \cdot 0,0034} + \frac{2,1 \cdot 10^9 \cdot 0,00903^2}{50000 \cdot 0,0015}} = 11,4 \text{ Hz}$$

V_1 a V_2 představují objemy hydromotoru na straně pístu a pístnice v poloze h_k 220 mm.

$$V_1 = S_K \cdot h_K = 0,01539 \cdot 0,22 + 0,0051 = 0,0034 \text{ m}^3 \quad (8.13)$$

$$V_2 = S_R \cdot (H - h_K) = 0,009032 \cdot (0,39 - 0,22) = 0,0015 \text{ m}^3$$

Vlastní kruhová frekvence varianta 2

$$\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot f_0 = 2 \cdot \pi \cdot 11,4 = 71,9 \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (8.14)$$

Návrh průběhu rychlosti

$$T_0 = \frac{1}{\omega_0} = \frac{1}{71,9} = 0,0139 \text{ s} \quad (8.15)$$

Kde kruhovou frekvenci omega dosadíme ze vztahu (8.14).

Budící časová konstanta

$$T_B = 3 \cdot T_0 = 3 \cdot 0,0139 = 0,041 \text{ s} \quad (8.16)$$

Minimální doba rozběhu a brzdění

$$t_r = t_{b1} = 6 \cdot T_B = 6 \cdot 0,041 = 0,25 \text{ s} \quad (8.17)$$

Dobu rozběhu a brzdění stanovují na $t_r = t_b = 0,3 \text{ s}$ sekundy

Velikost ustálené rychlosti v_1

$$t_{u1} = t_{c1} - 2 \cdot t_r = 2,5 - 2 \cdot 0,3 = 1,9 \text{ s} \quad (8.18)$$

Ustálená rychlost $v_{1,2}$

$$v'_{u1} = \frac{h}{t_{r1} + t_{u1}} = \frac{0,39}{0,3 + 1,9} = 0,177 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.19)$$

Výpočet zrychlení

$$a_1 = \frac{v'_{u1}}{t_{r1}} = \frac{0,177}{0,3} = 0,59 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (8.20)$$

Zrychlení podle doporučení nemá v běžných aplikacích překročit 8 až 10 m.s⁻² [8]

Výpočet průtoku při rychlosti vysouvání pístnice

$$Q_1 = v'_u \cdot S_K = 0,177 \cdot 0,015 = 0,0027 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 163 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (8.21)$$

Zasouvání pístnice

$$Q_2 = v'_u \cdot S_R = 0,177 \cdot 0,009 = 0,0016 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 96 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (8.22)$$

Hydraulické schéma je totožné s variantou 1, pouze v modelu v SimHydraulics se vypustí část Potrubí 2 a upraví průtočná plocha rozváděče. Rozváděč je zvolen stejné konstrukční řady s větším jmenovitým průtočným množstvím 50 l.min⁻¹. V nastavení hydromotoru se změní zdvih na dvojnásobek původní hodnoty 0,39 m.

Specifikace

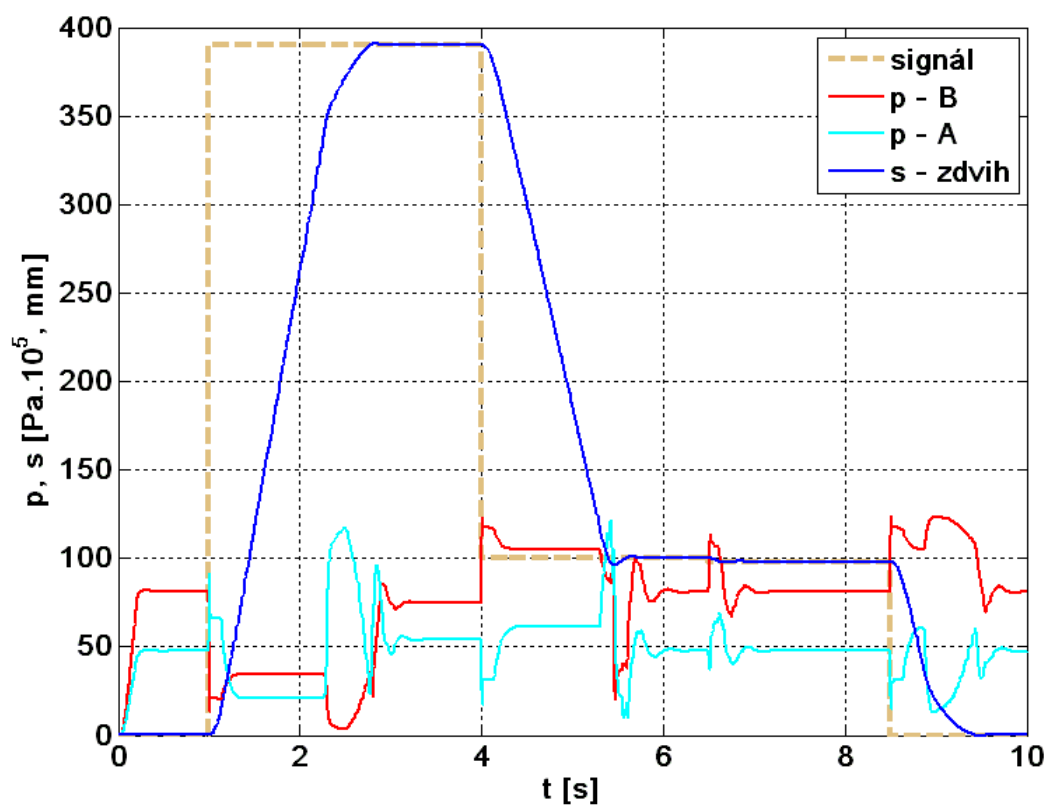
Bosch Rexroth **Proporcionální rozváděč WRSE 10V1503X/G24K0/F1V**

Výrobce Bosch Rexroth

Jmenovitá velikost NG 10

Průběh polohování jak je vidět na obrázku 8.4 je rychlejší oproti první varianty a záleží na vhodném nastavení regulátoru.

$$Q_2 = v'_u \cdot S_R = 0,177 \cdot 0,009 = 0,0016 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 96 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (8.23)$$



8.4 – Tlakový průběh s použitím proporcionálního rozváděče umístěného na hydromotoru

Změna řízení systému pro obě navrhovaná řešení nepředpokládá výměnu hydromotorů. Předpoklad použitelnosti stávajících hydromotorů s dobrými výsledky obnáší výměnu těsnících prvků s menšími třecími vlastnostmi to je použití PTFE prvků k zabránění trhavého pohybu (stick-slip).

9 Závěr

Práce řeší mezní stav příčného pohonu válečkového dopravníku vzniklé většími nároky na konečný válcovaný produkt. Zabývá se modelovými možnostmi řešení problému s otestováním bez zásahu do stávajícího systému.

Přiblížení podstaty problému dopravníku, fungování, zařazení ve výrobním procesu pojednává úvodní část. Následuje nastínění možnosti řešení pomocí proporcionální techniky s jejím popisem.

Postup řešení vychází z naměřených dat a přechodové charakteristiky zaznamenané a vyhodnocené vhodnými přístroji popsané v kapitole 3. Tato data poskytují informace pro určení přenosu systému z přechodové charakteristiky s ověřením matematického vzorce. Rovněž slouží pro určení vlastní frekvence, která je porovnána s vypočtenou teoretickou frekvencí. Část těchto dat je také zpracována rychlou Fourierovou transformací s vyhodnocením frekvenčního spektra pro celkový obraz stavu zařízení.

Cíl práce spočíval ve vytvoření modelu v programu SimHydraulics s dosažením identických reakcí systému na změnu signálu. Popisuje program Matlab s jeho programovým vybavením, knihovnami prvků, s možnostmi nastavení použitých bloků.

Porovnáním průběhu tlaků v modelu s reálným systémem se model upravil v některých zadávaných parametrech a takto vytvořený model se podrobil testování změn uvedených v kapitole 7.

Řešení problému přesouvání válečkového dopravníku spočívá v záměně dvoustupňového rozváděče za regulační rozváděč. Navrhovaná záměna představuje dvě varianty řešení s ohledem na konkrétní požadavky zadavatele. První varianta představovala mírnou úpravu systému vložením redukce mezi rozváděč a rozvodnou kostku z důvodu menší světlosti použitého rozváděče. Druhá varianta zvýší dynamiku pohonu odstraněním objemů kapaliny ve vedení A a B s tím, že rozváděč je montován vhodnou rozvodnou kostkou na hyromotor. Pro obě varianty byl v kapitole 8 vybrán regulační rozváděč stejného typu s rozdílným jmenovitým průtokem. Obě varianty v modelech dokázaly s mírnými rozdíly vhodně polohovat válečkový dopravník.

Důležitou roli při realizaci bude hrát nastavení regulátoru, které v této práci není obsaženo.

Aplikovat výměnu lze doporučit s ohledem na výsledky modelových výstupů. K dobrým výsledkům polohování dopravníku však dojde pouze tehdy, až se odstraní poruchové stavy vzniklé právě nevhodným nynějším řízením.

10 Seznam použité literatury

- [1.] Beater, P. *Entwurf hydraulischer Maschinen: Modellbildung, Stabilitätsanalyse und Simulation hydrostatischer Antriebe und Steuerungen*. Berlin : Springer, 1999. ISBN 3-540-65444-5.
- [2.] Kozubková, M. *Simulace a modelování hydraulických systémů*. [<http://www.338.vsb.cz/PDF/Simulace2009.pdf>] Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2009.
- [3.] Will, D. a Gebhardt, N. *Hydraulik Grundlagen, Komponenten*. 4. Berlin : Springer, 2008. str. 450. ISBN 978-3-540-79534-6.
- [4.] THE MATH WORKS, Inc. *SimHydraulics For Use with Simulink*. 3 Apple Hill Drive Natick, USA : autor neznámý. MA 01760-2098.
- [5.] Exner, H., Freitag, R., et al. *Der Hydraulik Trainer Band 1, Grundlagen und Komponenten der Fluidtechnik Hydraulik*. Lohr am Main : Mannesmann Rexroth GmbH, 1991. ISBN 3-8023-0619-8..
- [6.] Dörr, H., Ewald, R., et al. *Der Hydraulik Trainer Band 2, Proportional- und Servoventil- Technik*. Lohr am Main : Mannesmann Rexroth GmbH, 1986. ISBN 3-8023-0898-0.
- [7.] Bureček, A. Optimalizace proporcionálního řízení soustavy pro odebrání forem. *Diplomová práce*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2010. str. 73.
- [8.] Pavlok, B. *Hydraulické prvky a systémy, díl 2. Řídicí prvky hydrostatických systémů. Příslušenství hydraulických obvodů*. Ostrava : VŠB TU Ostrava, 2008. 2, str. 140. ISBN 978-80-248-1827-6.
- [9.] Noskievič, P. *Modelování a identifikace systému*. Ostrava : Montanex a.s., 1999. str. 276. ISBN 80-7225-030-2.
- [10.] Nepraž, V., a další. *Modelování systémů s hydraulickými mechanismy*. Brno : Bosch Rexroth s.r.o., 2002. str. 173. ISBN 80-214-2187-8.
- [11.] Bosh Rexroth, Hydac, Parker. *Firemní dokumentace*.
- [12.] Misiarz, L. *Dynamika hydraulického obvodu brusky předvalků. Diplomová práce*. 2009.

11 Seznam příloh

Příloha A	Skript pro výpočet přenosu přechodové charakteristiky
Příloha B	Skript pro frekvenční charakteristiku
Příloha C	Skript pro frekvenční spektrum fft
Příloha D	Graf varianta 1 polohování ve dvou milimetrech
Příloha E	Graf varianta 2 polohování ve dvou milimetrech
Příloha F	Diagram pro výběr proporcionálního rozváděče

Příloha A

Skript pro výpočet přenosu přechodové charakteristiky:

```
%load prechod.mat
Ms=[1 1 1]; %Čítatel přenosu = rozdíl tlaku v ustáleném%stavu
Ns=[0.00046 0.005316 1] %Polynom ve jmenovateli přenosu[TO^2;2*a*T0;1]
as=[0.02 1] %Polynom ve jmenovateli přenosu[TO;1]
t=[0:0.0001:2] %Generování vektoru času [t0:krok:tmax]
x=conv(Ns,as)
h=step(Ms,x,t) %Výpočet přechodové charakteristiky
plot(t,mb(:,1),'b-',t,h(:,1),'r-'),grid %Vykreslení přechodové charakteristiky
xlabel('t (s)') %Popis osy x
ylabel('d (t)') %Popis osy y
```

Příloha B

Skript pro frekvenční charakteristiku

```
Ms=[1 1 1]; %polynom v čitateli přenosu
Ns=[0.00046 0.005316 1] %polynom ve jmenovateli přenosu
as=[0.02 1] %Polynom ve jmenovateli přenosu[TO^2;2*a*T0;1]
x=conv(Ns,as)
w=logspace(-3,3,1000) %vygenerování 1000 hodnot úhlové frekvence
%v rozsahu 10e-3 až 10e3 logaritmické stupnici
[A,fi,w]=bode(Ms,x,w); %Výpočet frekvenční charakteristiky systémů
%přenosem G(s)= Ms/x = zesílení; fi = fáze
subplot(2,1,1); % vykreslení průběhu amplitudy
semilogx(w,20*log10(A));grid;
xlabel('Frekvence [1/s]')
ylabel('L [dB]')
subplot(2,1,2); % vykreslení průběhu fáze
semilogx(w,fi),grid;
xlabel('Frekvence [1/s]')
ylabel('fáze [o]')
printsys(Ms,Ns)
```

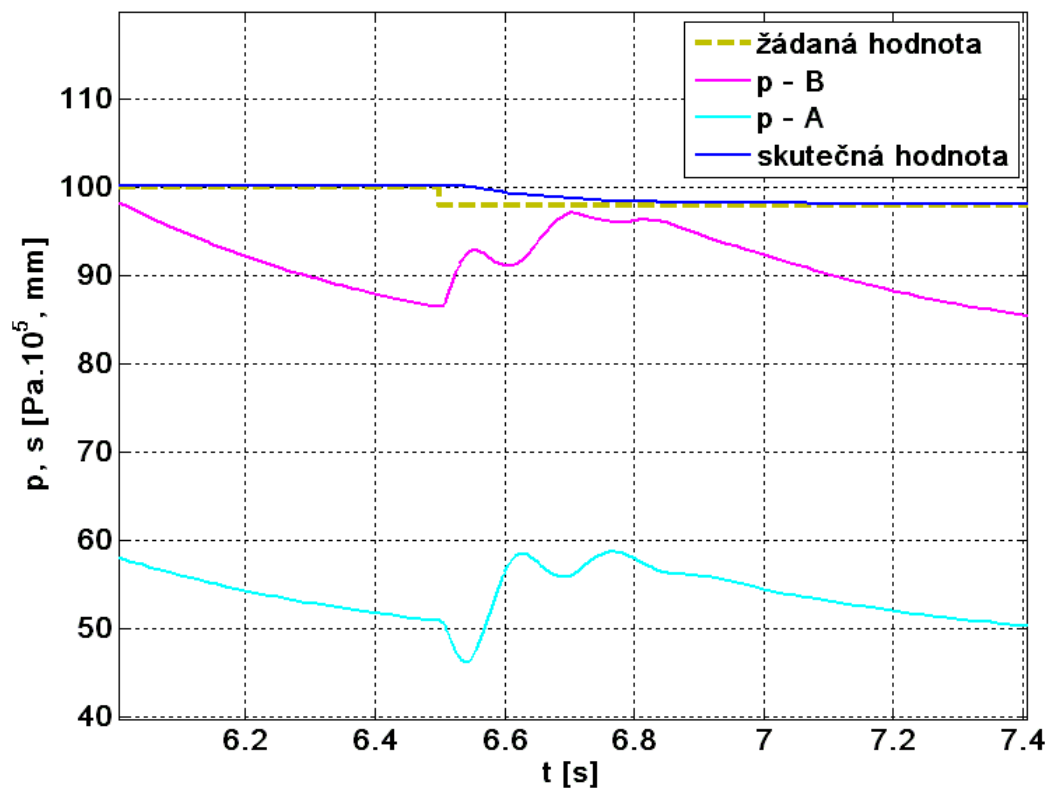
Příloha C

Skript pro frekvenční spektrum fft

```
Fs = 10000; % frequency snimani
T = 1/Fs; % Sample time
L = 8192; % delka signalu
NFFT = 2^nextpow2(L); % stanovení čísla exponentu
Y = fft(List1,NFFT)/L; %fft y ze základní délky L
f = Fs/2*linspace(0,1,NFFT/2+1); %polovina frekvence krát vytvoření osy x
plot(f,2*abs(Y(1:NFFT/2+1))) %vykreslení grafu osa x
title('Single-Sided Amplitude Spectrum of y(t)')
xlabel('Frequency (Hz)')
ylabel('|Y(f)|')
axis([0.2 250 0 6.6])
```

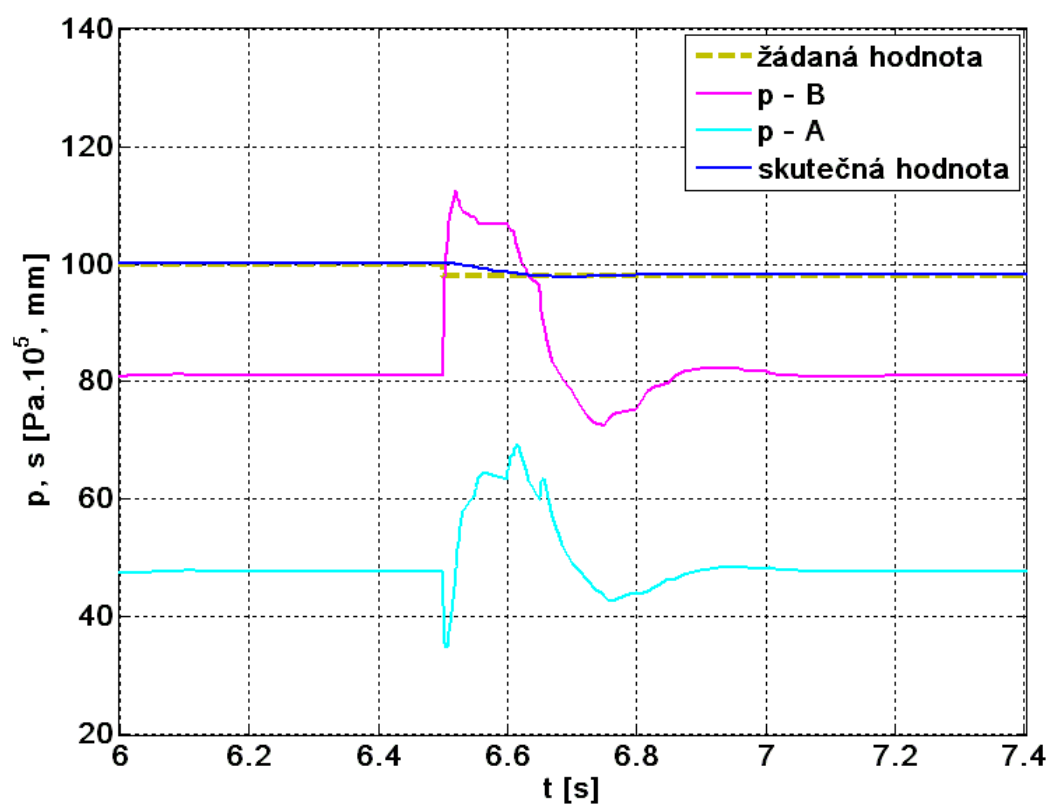
Příloha D

Graf varianta 1 polohování ve dvou milimetrech



Příloha E

Graf varianta 2 polohování ve dvou milimetrech



Příloha F

Diagram pro výběr proporcionálního rozváděče

